

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Natahování dopravníkových pásů

Conveyor Belts Mounting

Student:

Lukáš Štrba

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Štrba**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Natahování dopravníkových pásů**
Conveyor Belts Mounting

Zásady pro vypracování:

Pro důlní dopravníky v hlubinných dolech navrhnete zařízení k natahování dopravních pásů na dopravníkovou trať. Zařízení musí umožňovat práci s šířkami dopravních pásů běžně používaných v dolech. Proveďte rešerži pásových dopravníků, dopravních pásů a technologie výměny pásů. Navrhnete koncepční řešení zařízení, konstrukční řešení pohonu zařízení včetně potřebných kapacitních a pevnostních výpočtů. Zpracujte zkrácenou výrobní dokumentaci zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
CVEKL, Z. – DRAŽAN, F. *Teoretické základy transportních zařízení*. 1. vydání, Praha: SNTL, 1976. 319 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Josef Jurman, CSc.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.



V Ostravě: 20.5.2013

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013



.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lukáš Štrba
Zimmlerova 2937/48, Ostrava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŠTRBA, Lukáš. *Natahování dopravníkových pásů: bakalářská práce*. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 75 s. Vedoucí práce : prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pro montáž pásu pásového dopravníku na dopravníkovou trať v dolech. Úvodem je zpracovaná rešerše popisující pásové dopravníky používané při těžbě a jejich hlavní části. Cílem rešerše je poukázat na šíři problematiky, a nastínit tuzemskou produktovou a konstrukční nabídku. Informace, získané rešerší, slouží jako vstupní parametry pro výpočet externí tahové síly, ze které vychází samotné konstrukční řešení zařízení. Toto zařízení je navrženo dle úvahy pákového mechanismu s čelistí. Jednotlivé části zařízení jsou následně na dimenzovány a pevnostně zkontrolovány. Na závěr je provedena rešerše možných pohonných celků vyvozující potřebnou tahnou sílu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŠTRBA, Lukáš. *Conveyor Belts Mounting: Bachelor thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and, 2013, 75 p. Thesis head : prof. Ing. Josef Jurman, CSc

This bachelor's thesis deals with a construction project for mounting belt on belt conveyor in mines. A research describing belt conveyors used for mining/extraction and their main components is compiled in the introduction. The goal of the research is to point out the spread of the issues and to outline domestic product and construction availability. The information gained from the research, serve as input parameters for calculation of external tensile strength, which is a foundation for the construction solution of the device.

This device is designed under consideration of leverage with clamps. Individual parts of the device are subsequently proportioned and stress tested. A research of possible propulsion units which create a necessary traction is conducted in the closing part.

OBSAH

	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	9
	ÚVOD.....	11
1	PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY V TĚŽBĚ	12
1.1	Doprava pásovými dopravníky při povrchovém dobývání	13
1.2	Pásové dopravníky pro hlubinné dobývání	14
2	HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	16
2.1	Nosná konstrukce	17
2.2	Nosné válečky	18
2.3	Vratné, poháněcí a napínací bubny a zařízení	20
2.3.1	Hnací bubny	20
2.3.2	Vratné bubny	20
2.3.3	Napínací bubny	21
2.4	Pohon poháněcí stanice	22
3	DOPRAVNÍ PÁSY	23
3.1	Konstrukce pásu	23
3.1.1	Kostra	23
3.1.2	Pásy s tkaninovými vložkami.....	25
3.1.3	Pásy s ocelovými kordy.....	27
3.1.4	Krycí vrstva	28
3.2	Montáž pásu	28
	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	30
4	ÚVOD	30
4.1	Parametry	31
4.1.1	Parametry vybraných pásů	31
4.1.2	Parametry tratě	31
5	VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY F.....	33
5.1	Výpočet tažné síly	33
5.2	Výpočet svěrné síly	34
5.2.1	Schéma přenosu svěrné síly na táhla.....	35

5.2.2	Kontrola, výpočet reakce RF	36
6	VÝPOČET VÁZACÍHO BODU.....	37
6.1	Výpočet reakcí.....	37
6.2	Pevnostní kontrola.....	45
6.2.1	Napětí od ohybu v přímé části bodě vetknutí A.....	45
6.2.2	Napětí od ohybu v místě pod působící silou	46
6.2.3	Volba materiálu	47
7	VÝPOČET SVARU.....	48
7.1.1	Kontrola pomocí software Autodesk Inventor 2012	49
8	VÝPOČET VHODNÉHO NALISOVÁNÍ OSY	50
8.1.1	Výpočet přesahu	51
8.1.2	Pevnostní kontrola.....	53
9	KONTROLA ZÁKLADNY S NALISOVANOU OSOU	54
9.1	Napětí v ohybu	55
9.2	Kontrola na střih.....	56
9.3	Kontrola čepových zakončení nalisované osy	56
10	KONTROLA TÁHEL NA OHYB A TAH	58
10.1	Výpočet napětí v ohybu.....	59
10.2	Výpočet napětí v tahu.....	60
10.3	Pevnostní kontrola.....	60
11	VÝPOČET ARETAČNÍHO ŠROUBU	61
11.1	Zatížení šroubu tahem	62
11.2	Početní kontrola závitu na otláčení	62
12	NÁVRH ČEPU	63
13	POHON ZAŘÍZENÍ	64
13.1	Dlouhé dopravní tratě nad 400 m	64
13.1.1	Výpočet výkonu lokomotivy	66
13.2	Dopravní tratě do 400 m.....	67
13.2.1	Důlní vrátky.....	67

14	ZÁVĚR.....	71
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	72
	SEZNAM PŘÍLOH	74
	PODĚKOVÁNÍ	75

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Značka	Význam	Jednotka
A_{ξ}	Průřez nalisované osy(čepového konce)	$[mm^2]$
C_o	Součinitel vedlejšího odporu	$[-]$
C	Rozměrová charakteristika spoje	$[-]$
E	Jangův modul pružnosti pro oceli	$[MPa]$
F	Tažná síla	$[N]$
F_1 a F_2	Síla působící v ose táhla	$[N]$
F_4	Rozdělena tahná síla F do táhel	$[N]$
F_{OD}	Síla k překonání pohybových odporů	$[N]$
F_{VYS}	Síla pro překonání dopravní výšky	$[N]$
H	Převýšení tratě	$[m]$
H_1	Nosná hloubka závitu	$[mm]$
J_x	Kvadratický moment nosného průřezu	$[mm^4]$
L	Délka tratě	$[m]$
L_0	Přidaná délka dopravníku	$[m]$
L_s	Nosná délka svaru	$[mm]$
M_a	Moment k bodu A	$[N \cdot m]$
M_o	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
N	Svěrná síla	$[N]$
N_1	Svěrná síla působící v jedné symetrické dvojici táhel	$[N]$
P	Výkon lokomotivy	$[W]$
R	Poloměr zakřivení	$[mm]$
R_2 a R_1	Poloměr křivosti	$[mm]$
R_F	Reakce od síly F	$[N]$
$R_{ax}, R_{ay}, R_{bx}, R_{by}$	Reakce	$[N]$
R_e	Mez kluzu	$[MPa]$
R_o	Polohu neutrální osy R_o	$[mm]$
W	Potenciální energie napjatosti	$[J]$
W_o	Modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
W_{oa}	Modul průřezu v ohybu v místě A	$[mm^2]$
a_s	Výpočtová tloušťka svaru	$[mm]$

b	Šířka táhel	$[mm]$
d_2	Střední průměr závitu	$[mm]$
d_3	Malý průměr závitu	$[mm]$
d_o	Průměr osy	$[mm]$
ei, es, EI, ES	Úchylky	$[mm]$
f	Součinitel globálního tření	$[-]$
f_s	Součinitel tření	$[-]$
g	Gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
h	Rozměr čtvercového průřezu	$[mm]$
i	Počet symetricky působících táhel	$[-]$
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	$[-]$
l	Délka základny	$[mm]$
$l_{\check{c}}$	Délka čepu	$[mm]$
m_p	Hmotnost pásu	$[kg]$
p	Radiální tlak	$[MPa]$
$p_{\check{s}}$	Otlačení v závitu	$[MPa]$
p_s	Měrný střední tlak	$[MPa]$
p_d	Dovolený tlak	$[MPa]$
t	Tloušťka svařované součásti	$[mm]$
t_a, t_b	Tloušťka táhel	$[mm]$
x_a	Vodorovné posunutí bodu v místě A	$[mm]$
w	Pohybový odpor pro	$[-]$
z	Počet závitů matice	$[-]$
α	Úhel mezi táhly blíže čelistím	$[^\circ]$
β	Úhel mezi táhly blíže tažnému zařízení	$[^\circ]$
σ_{Ma}	Napětí v přímé části bodě vetknutí A	$[MPa]$
σ_{stah}	Jmenovitého napětí v tahu svaru	$[MPa]$
σ_t	Jmenovitého napětí v tahu táhla	$[MPa]$
φ_a	Úhel natočení	$[^\circ]$
$\tau_{\check{c}}$	Smykové napětí	$[MPa]$
Δd	Přesah	$[mm]$

ÚVOD

Do dnešních dnů je problematika metody instalace dopravních pásů v rukou specializovaných firem nabízejících příslušný servis jako doplněk k objednané instalaci dopravní trati a technických pracovníků, působících v místě provozu, kteří se s daným problémem konfrontují různě, lišíc se provoz od provozu. S tím souvisí nejednota v pracovním postupu a možná rozmanitost použitých montážních zařízení, jejichž užití se případně nemusí slučovat s bezpečností práce.

V této práci jsem se, pod patronátem vedoucího práce pana prof. Ing. Josefa Jurmana, CSc a konzultací s firmou DvB-AF s.r.o., zosobněnou panem ing. L. Boháčem, pokusil přispět k dané problematice montáže pásu konstrukčním řešením, vycházejícím z řešerše pásových dopravníků, dopravních pásů a z regionálních podmínek pracovního prostředí, zastoupené tabulkou od firmy OSTROJ a.s. , která uvádí délky a převýšení jednotlivých úseků pásových dopravníků v Ostravsko-karvinském revíru a polském příhraničí.

Řešené zařízení je navrženo dle úvahy pákového mechanismu s čelistí, inspirováno produkty manipulační a zvedací techniky. Jednotlivé části zařízení jsou následně na dimenzovány a pevnostně zkontrolovány softwarem Autodesk Inventor Professional 2012.

Na závěr je provedena řešerše možných pohonných celků vyvozující potřebnou tahnou sílu a výkresová dokumentace.

1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY V TĚŽBĚ

Pásový dopravník je dopravník, jehož unášecím prvkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi hnacím a vratným bubnem doplněný dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých, kusových a vláknitých hmot na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti s ohledem na sklon dopravy, který významně ovlivňuje řešení:

- vodorovné, sklon v rozmezí ($-3^\circ < \varepsilon < 3^\circ$),
- dovrchní, sklon v rozmezí ($3^\circ < \varepsilon < 15^\circ$),
- strmé ($\varepsilon > 20^\circ$),
- úpadní ($\varepsilon < -3^\circ$), dopravník je trvale provozován jako motoricky brzděný a pracuje v generátorovém stavu. [1]

Podle účelu nasazení, lze přitom rozdělit pásovou dopravu do dvou skupin a to:

- pásové dopravníky pro dálkovou dopravu, jenž mají velkou dopravní objemovou výkonnost $Q > 1\,000\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a rychlost pásu $v > 2,5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- pásové dopravníky pro technologickou dopravu, jenž jsou charakterizovány dopravou nákladu mezi výrobními, skladovacími, vykládacími a jinými charakteristickými místy výrobního procesu. [2]

Díky výhody svých vlastností, lišící se od jiných dopravních prostředků, jako je plynulost dopravy, vysoký dopravní výkon, úsporný a ekonomický provoz, jednoduchost údržby, jednoduchost konstrukce a nízká poruchovost, patří mezi nejrozšířenější dopravní prostředky v různých průmyslových odvětvích, obzvláště v podmínkách provozů těžby na hlubinných a povrchových dolech a jiných dílech.

Postupné zavádění a konstrukční rozvíjení dopravníků v dolech si vynutil technický pokrok v metodách dobývání. Moderní pásové dopravníky používané při těžbě sypkých a kusových surovin jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným prostředkem v podobě výše zmíněného nekonečného pásu, poháněné bubny a podepírané válečky.

1.1 Doprava pásovými dopravníky při povrchovém dobývání

Pásová doprava se využívá pro dopravu měkkých a sypkých hmot. Délka dopravní trasy je určována technologií dobývání, dosahujíc mnohdy desítek kilometrů, nesouc výše zmíněný název „dálková pásová doprava“.

Tento systém má své výhody a jsou to:

- schopnost překonávat značné stoupání trasy,
- velké množství komplexní automatizace,
- kontinuální charakter dopravního procesu s vysokou kapacitou, který logicky navazuje na způsob práce dobývacích a zakládacích strojů.

Za nevýhody dálkové pásové dopravy se pokládá:

- dopravní materiál musí být sypký,
- soustředění přenosu tažné síly na pás (až několik stovek kN) prakticky do jednoho místa při velkém přenášeném výkonu,
- náročná výroba a poměrně vysoká jednotková cena při šířkách pásu nad 2 m,
- narušování povrchu pásu padajícím kusovým materiálem na přesypech, a tím snižování životnosti samotného pásu. [1]

Kromě vlastního pásového dopravníku jsou součástí dálkové dopravy další zařízení, jako jsou technologické příslušenství, zařízení pro doplňující mechanizaci, pomocná zařízení a ostatní části technologického celku.



Obr. 1.1- Dopravník dálkové dopravy [matador]

1.2 Pásové dopravníky pro hlubinné dobývání

Používají se na dopravu rubaniny a jiných materiálů, případně i osob a to v různých důlních dopravních chodbách. Chodby mohou být horizontální, úpadní nebo dovrchní. Dopravníky jsou konstrukčně přizpůsobené pro práci v důlních podmínkách. Je možné je uložit přímo na počvu nebo zavěsit na výztuž. Dopravu mužstva na páse umožňuje zvláštní příslušenství. Rubanina a materiál se může dopravovat:

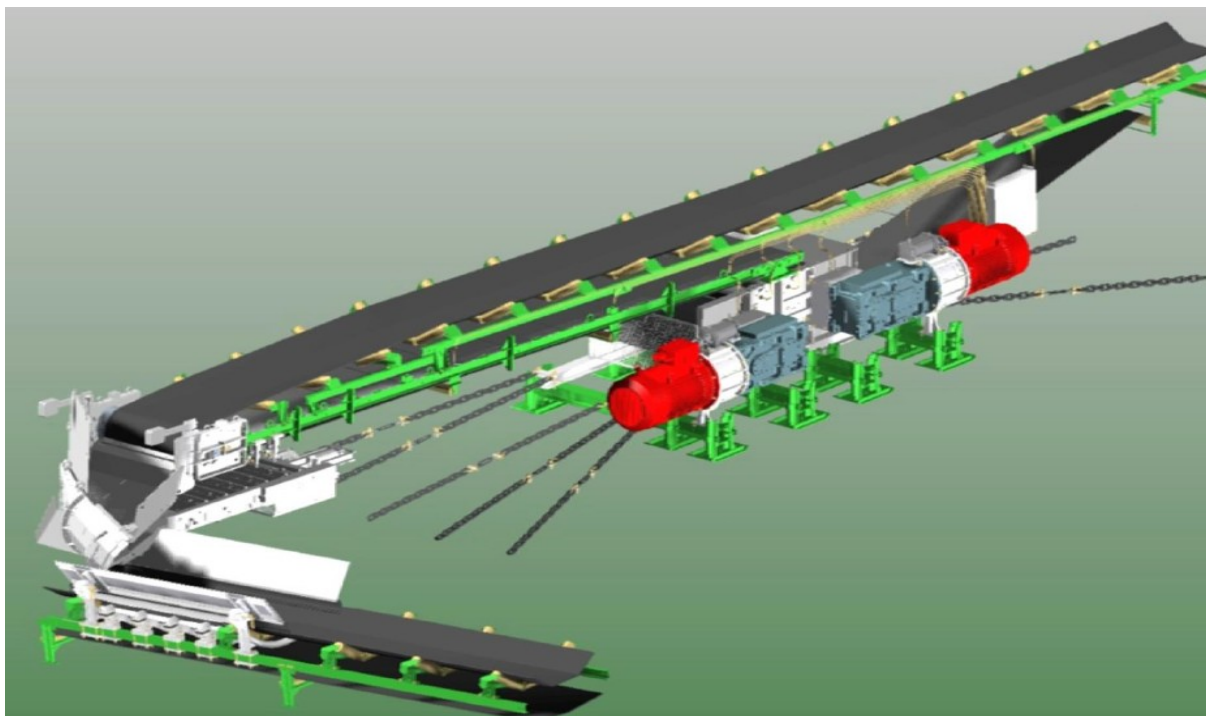
- na horní větvi, nejběžnější případ, kdy dochází k přesunu z jednoho či více násypných míst na jedno výsypné,
- na spodní vratné větvi u porubového dopravníku.

Zvláštní podmínky musí splňovat ty dopravníky, které pracují v prostředí s nebezpečím výbuchu.

Důlní pásové dopravníky pak dělíme do tří skupin:

- Dopravníky porubové, používané pro dopravu uhlí na spodní větvi v ručních porubech, což je již dnes značně zastaralá metoda.
- Dopravníky úsekové, používané pro dopravu hmot v úseku. Tyto dopravníky mají většinou kratší životnost a rovněž se většinou plynule zkracují nebo prodlužují podle postupu pracoviště.
- Dopravníky hlavní, nebo-li sběrné, používané pro dopravu hmot na patře. Slouží většinou pro dopravu z jednoho nebo více násypných míst do jednoho výsypného. Jejich životnost je podstatně delší než u úsekových. V této souvislosti mluvíme o stabilních pásových dopravnících. [2]

Důlní pásové dopravníky se skládají ze stejných částí jako ostatní pásové dopravníky, lišící se jen určitým individuálním konstrukčním řešením vycházejícím z konkrétních podmínek práce (stísněné parametry, prašnost, vlhkost, výbušné prostředí apod.).



Obr. 1.2- Důlní pásový dopravník firmy OSTROJ a.s. [5]



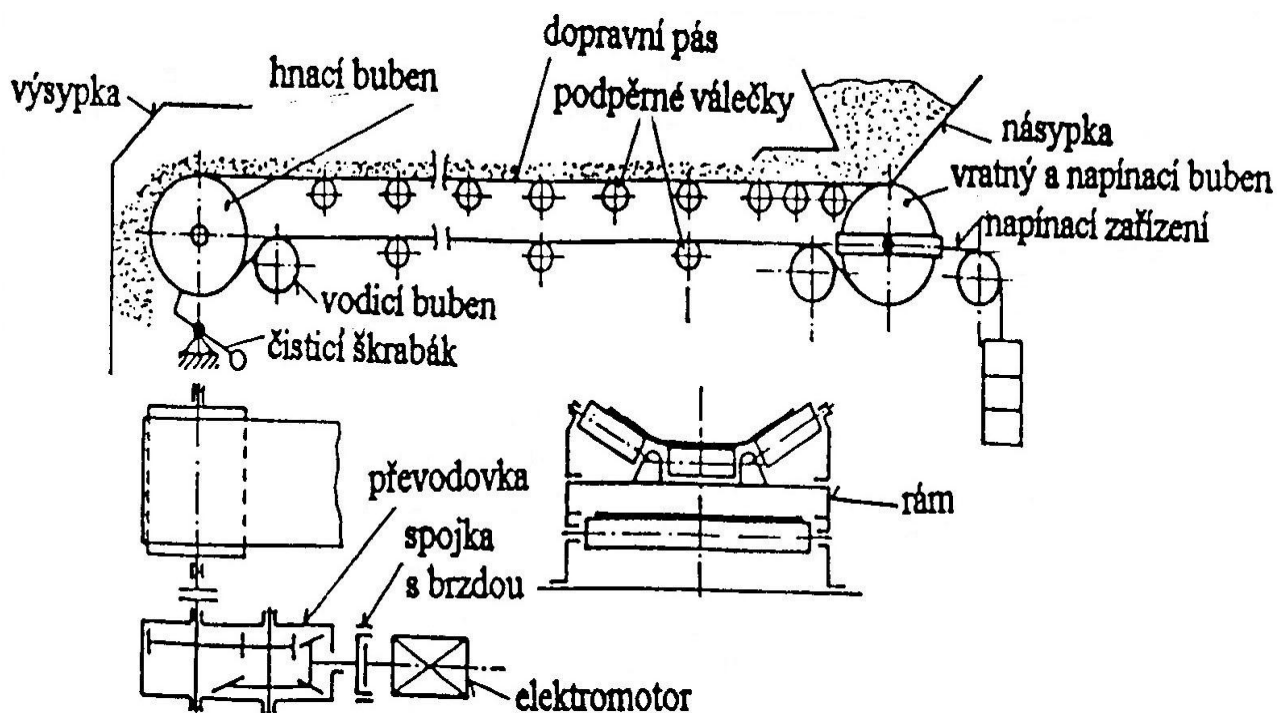
Obr. 1.3- Důlní pásový dopravník [5]

2 HLAVNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Konstrukce pásového dopravníku se v podstatě vždy skládá z:

1. nosné konstrukce,
2. horních a dolních nosných válečků,
3. vratných, poháněcích a napínacích bubnů,
4. pohonu,
5. doplňujících a ochranných zařízení,
6. dopravního pásu. [4]

Ke každému z výše uvedeného konstrukčního celku se váže příslušný teoretický základ, přehledně uspořádaný v níže citovaných literárních pramenech. Proto si z každého bodu dovoluji pouze nastínit širší problematiku, a poukázat na tuzemskou produktovou a konstrukční nabídku.



Obr. 2.1- Schéma pásového dopravníku[3]

2.1 Nosná konstrukce

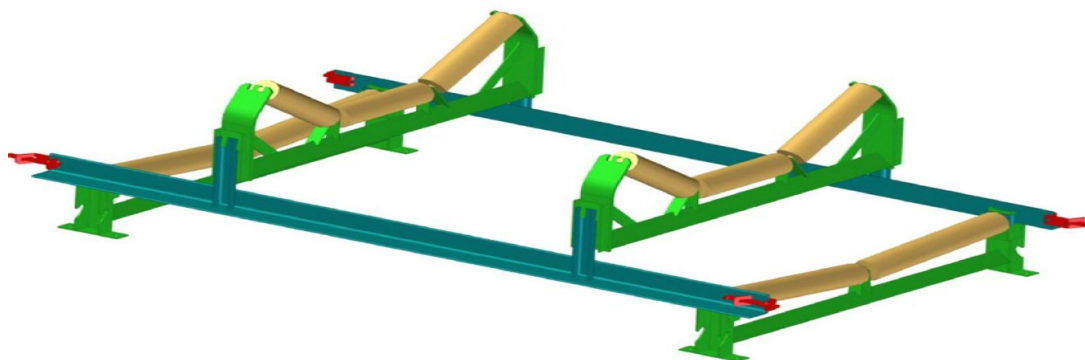
Nosná konstrukce tvoří trať mezi vratným a výsypným bubnem a nese všechny strojní části potřebné pro chod pásu jako jsou bubny, válečky, pás, napínací stanice a za určitých okolností celý pohon. Hlavní úlohou nosné konstrukce je vedení a podepření dopravního pásu v obou jeho větvích. Je tvořena stojany, podélnými nosníky s podpěrami a válečky. viz **obr. 2.2**. Nosné konstrukce jsou tvořeny s ohledem na specifické podmínky provozu a jsou typizované.

Dle účelů a životnosti se rozdělují konstrukce na:

- **Stabilní**, v hlubinných dolech určené pro sběrné dopravníky a je tvořena z nosníku různých profilů. Stojany bývají pevně uchycené k počvě, většinou pomocí kotevních šroubů k betonovým patkám pro možnost výškové rektifikace trati. Jednotlivé díly jsou spojeny pomocí šroubových spojů. Zároveň spodní větev je dostatečně vysoko od počvy, aby bylo umožněno čištění propadu pod dopravníkem.
- **Lehce přemístitelné**, určené pro úsekové dopravníky, vyžadující časté přizpůsobování k měnícím se důlním podmínkám a musejí zaručit snadnou montáž, přemístění, změnu délky a dobré přizpůsobení měnícímu se profilu chodeb.

Válečkové stolice se konstruují v různém provedení nosných konstrukcí:

- **Horní**, jenž nesou horní válečky, bývající podle počtu jednoválečkové, dvouválečkové, nejvíce používané trojválečkové a víceválečkové.
- **Dolní**, nesoucí dolní jednoválečky s výjimkou větších šířek, které řeší dvojválečky. [2]



Obr. 2.2- Nosná konstrukce [5]

2.2 Nosné válečky

Jako hlavní součást válečkové stolice mají nosné válečky vést a podpírat horní část pásu s materiálem a dolní prázdnou část. V uspořádání horních válečků převažuje korýtkový průřez ze dvou, tří nebo více válečků uložených samostatně, jehož výhodou je lepší vedení pásu a vyšší výkonnost. Od válečků se požaduje vysoká spolehlivost, životnost a nízké pohybové odpory.

Podle konstrukce se v současnosti rozlišují dva typy válečků:

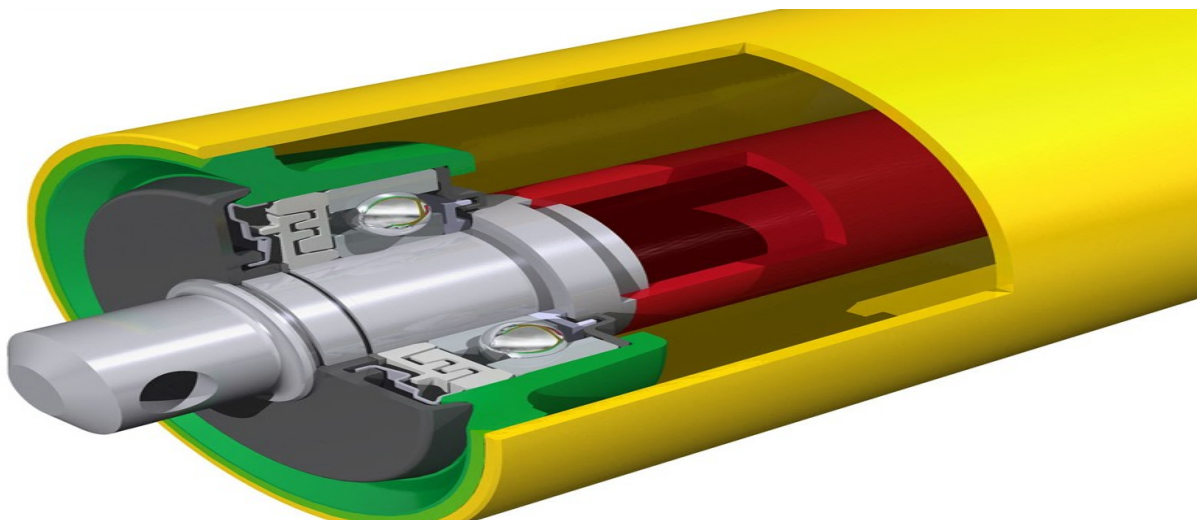
- s pevnou osou a otočným válečkem s nepohyblivým vnitřním kroužkem valivého ložiska,
- s otočným čepem ve víčku a pevným ložiskovým tělesem. [1]

Pro technologickou i dálkovou dopravu se používají tyto typy válečků:


- Nosné válečky (ČSN ISO 1537),
- Strážní válečky (ČSN 261120),
- Nosné válečky dopadové (ČSN ISO 4123),
- Válečky diskové (ČSN ISO 4123).

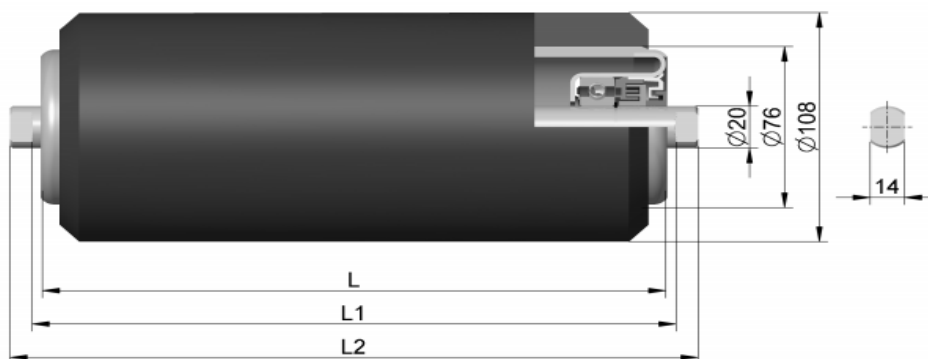
Nosné válečky můžeme dále dělit na:

- Hladké válečky bez obložení, (**obr.2.3**),
- Hladké válečky s obložením (pryž, umělé hmoty), (**obr.2.4**),
- Diskové válečky s disky pružnými či nepružnými (**obr.2.5**),
- Válečky s nákrůžkem z pružného materiálu. [1]









Obr. 2.3- Hladký váleček bez obložení [6]

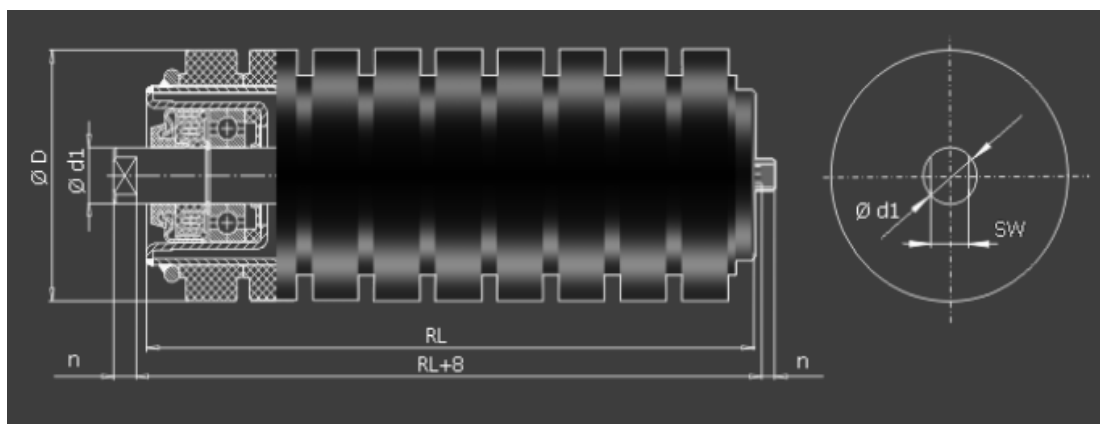
	VÁLEČEK POGUMOVANÝ ø108/76 × L / 6204	Typ: 20254
---	--	-----------------------------



- plášť z ocelové trubky o síle stěny 5 mm pogumované na ø108 pryží o tvrdosti 65 Sh
- čela tažená z ocelového plechu zalemovaná v plášti
- kuličková ložiska 6204 C3
- dvoustupňové labyrintové těsnění s tukovou předkomůrkou

Pro typ stolice a šířku pásu:	Název – rozměr: Vál. pogumovaný 108/76×L/6204		Označení	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
				L1	L2	rot. dílů	celková
	400	108/76×160 / 6204	3-20254-00051	168	186	2,6	3,2
	500	108/76×200 / 6204	3-20254-00052	208	226	3,2	3,9
	400	650 108/76×250 / 6204	3-20254-00061	258	276	4,0	4,8
	500	800 108/76×315 / 6204	3-20254-00062	323	341	5,0	6,0
	650	1000 108/76×380 / 6204	3-20254-00063	388	406	6,0	7,1
	1200	108/76×465 / 6204	3-20254-00055	473	491	7,3	8,6

Obrázek 2.4- Nosný váleček s obložením od výrobce TRANSROLL- cz a.s. [7]



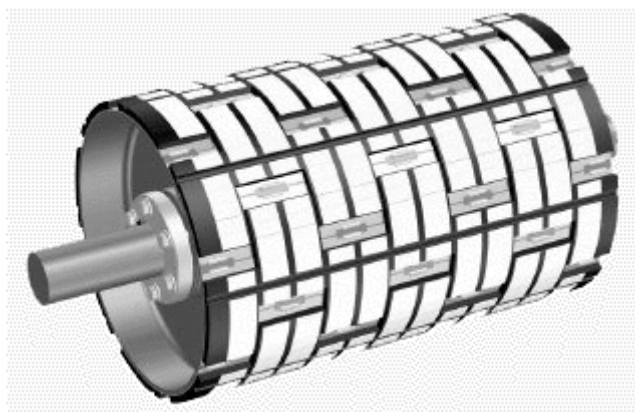
Obrázek 2.5- Horní nosný dopadový váleček od firmy GTK spol. s.r.o. [8]

2.3 Vratné, poháněcí a napínací bubny a zařízení

2.3.1 Hnací bubny

Jsou nejčastěji umístěné na přepadové – výsypné straně dopravníku. Jejich úkolem je přenos obvodové síly z bubnu na pás. Hnací bubny jsou převážně svařované konstrukce, u kterých je plášť vyroben svinutím plechu požadované tloušťky, ke kterému se přivaří čela, která jsou nesena hřídelí. [1]

K dosažení bezproblémového přenosu obvodové síly přes hnací buben je nutné vyvodit dostatečné tření mezi bubnem a pásem. Součinitel tření závisí na materiálu pásu, měrném tlaku, provedení bubnu a rychlosti. Pro zvětšení součinitele tření se vykonávají úpravy na povrchu bubnu. Nejběžnější úpravou je drážkování povrchu nebo obložení povrchu bubnu. Jako obložení se používá pryž, keramických destiček a jiného materiálu.

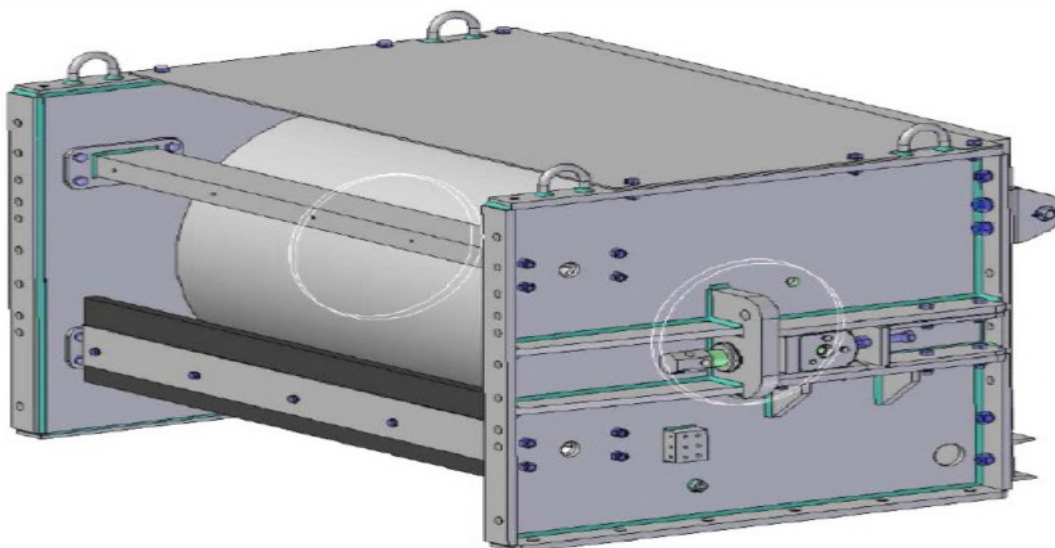


Obrázek 2.6- Hnací buben s pásy keramiky Flex-Lag Weld-On od firmy DvB-AF s.r.o. [9]

2.3.2 Vratné bubny

Jsou obvykle uloženy oboustranně v ložiskových skříních tak, že celé vratné ústrojí může být posunuto o vzdálenost potřebnou pro napnutí pásu, závislou na jeho pružnosti. U tohoto uspořádání je pás při malém tahu ohýbán jen v jednom směru asi o 180°. Jejich úlohou je měnit směr pohybu pásu. Vratné bubny obvykle nepřenášejí žádné obvodové síly a tím pádem nedochází k opotřebení pláště skluzem.

Vratná stanice jejíž součástí jsou vratné bubny tvoří konečný článek tratě dopravníku. U dopravníku do 100 m je vratná stanice zároveň napínací stanicí.

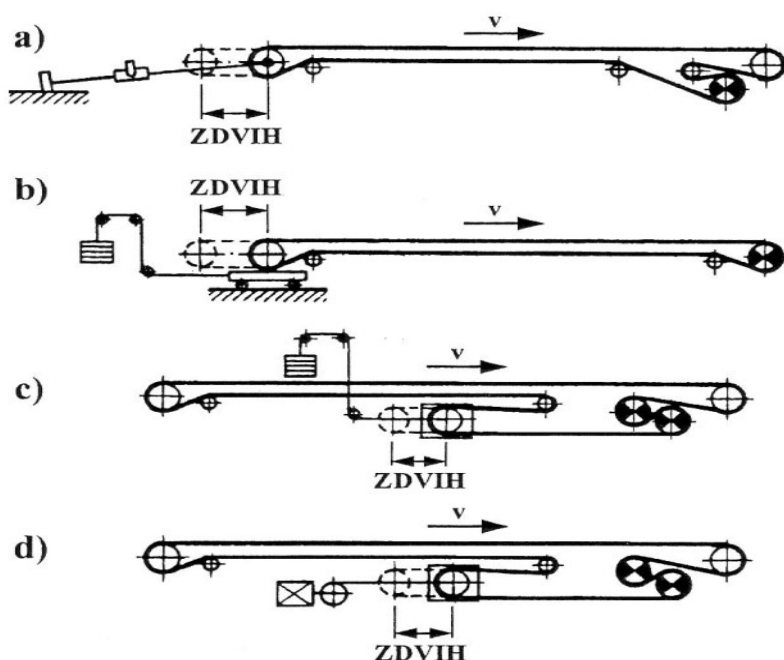


Obrázek 2.7- Vratný buben od firmy Ostroj a.s. [5]

2.3.3 Napínací bubny

Jsou spjaty s **napínací stanicí**, jejíž funkcí je požadované napínání pásu pro dobrý přenos sil z hnacího bubnu na pás (předcházení proklutu) a minimalizace průvěsů pásu mezi válečkovými stolicemi. Napínání pásu podle způsobu vyvození napínací síly může být:

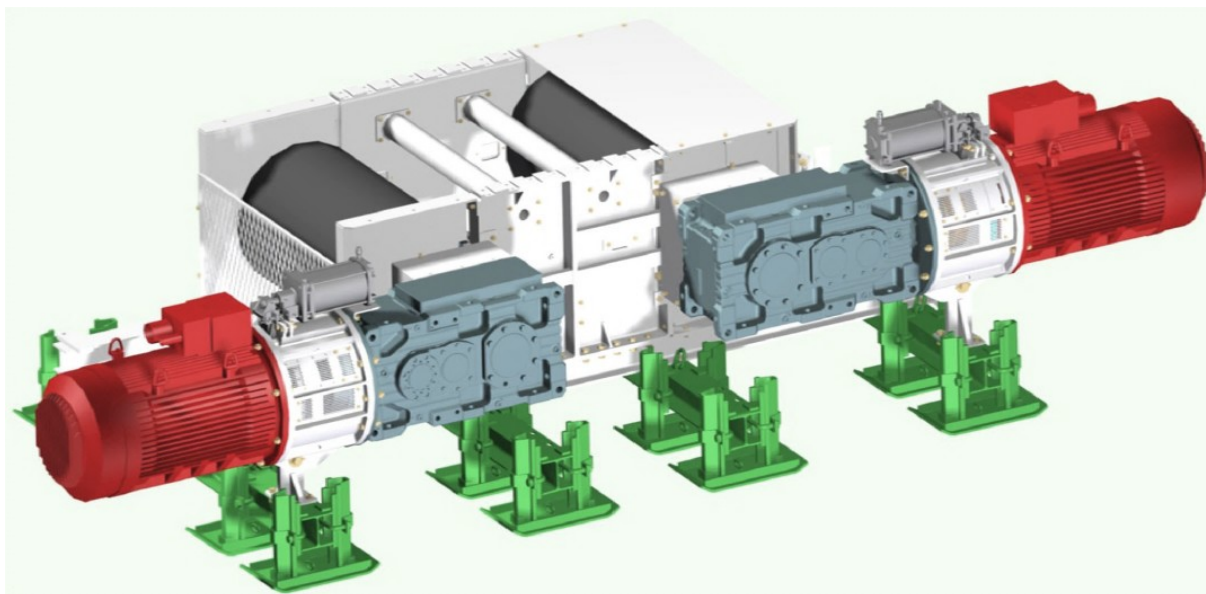
- tuhé (pomocí šroubu nebo ručního kladkostroje),
- konstantní napínací silou vyvozenou závažím,
- napínací silou regulovatelnou ručně nebo automaticky.



Obrázek 2.8- Základní schéma napínací stanice [1]

2.4 Pohon poháněcí stanice

Pohon pásových dopravníků zajišťuje přenos výkonu poháněcích strojů přes mechanický převod na hnací buben, kterým se díky tření přemění točivý moment na tažnou sílu v páse. Jako pohon se většinou používá asynchronní elektromotor s kotvou na krátko, který je při použití v plynujících dolech proveden v nevýbušném provedení. Tyto motory jsou konstrukčně jednoduché a tím i spolehlivé.



Obrázek 2.9- Poháněcí stanice od firmy Ostroj a.s. [5]

Podle umístění vzhledem k hnacímu bubnu pásového dopravníku mohou být pohony:

- jednostranné,
- oboustranné.

Podle druhu použitého motoru se pohony dělí:

- s převodovkou a elektromotorem (nejčastěji používané),
- s elektrobubnem (motor a převodovka umístěna v bubnu),
- se spalovacím motorem,
- se vzduchovým motorem.

Podle spojení převodovky s bubnem:

- s rozběhovými spojkami (hydrodynamická rozběhová spojka, jejíž výhodou je zcela plynulý rozběh a schopnost tlumit rázy),
- bez rozběhových spojek (elektromotor s kroužkovou kotvou). [4]

3 DOPRAVNÍ PÁSY

Dopravní pás je nejdražší složkou dopravníku tvořící při běžných dopravních délkách až polovinu pořizovací hodnoty celého dopravníku. Je to uzavřený prvek, který plní funkci nesení materiálu a zároveň je tažným elementem přenášející vzniklé pohybové odpory.

Požadavky na dopravní pás se dají shrnout do několika bodů a to:

1. Dobrá pružnost v hlavní tažné ose.
2. Minimální průtažnost.
3. Odolnost proti vlivům dopravovaného materiálu.
4. Vysoká odolnost proti namáhání ohybem.
5. V hlubinných dolech požadavek na nehořlavost. [3]

Dopravní pás je tvořen nosnou kostrou, která přenáší tahová namáhání a krycími vrstvami s bočními okraji. Nosná kostra může být textilní a nebo s ocelovými kordy.

Podle druhu materiálu, ze kterého je dopravní pás vyroben, mohou být pásy:

- gumové,
- polyvinylchloridové,
- ocelové,
- ocelovogumové,
- z drátěného pletiva. [1]

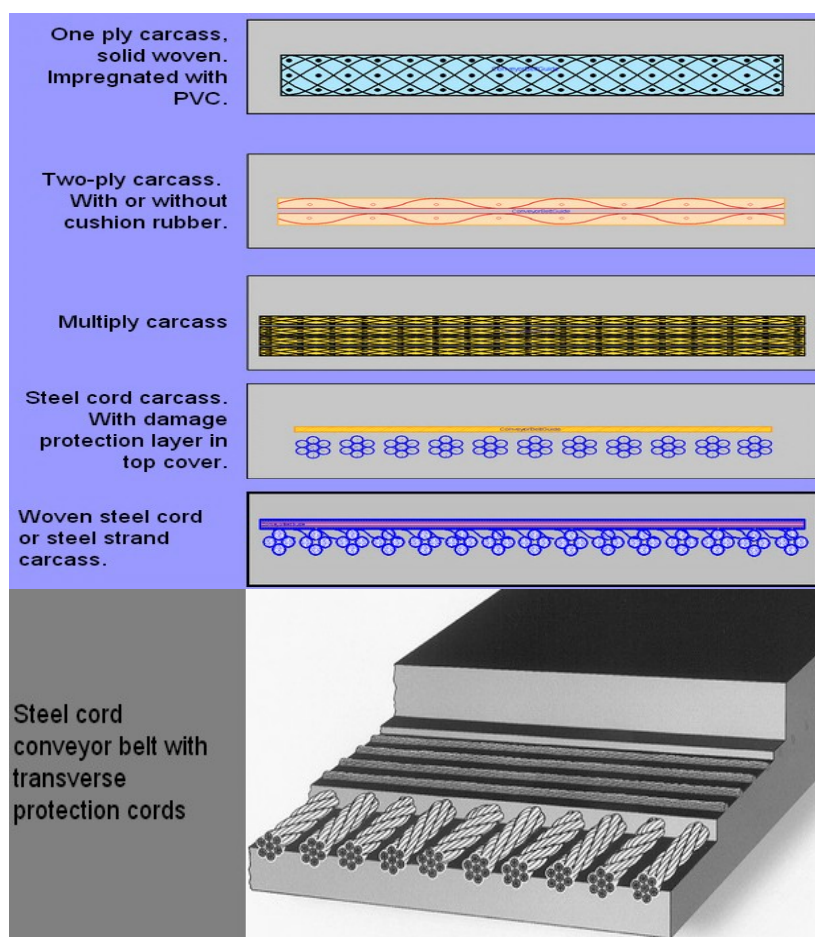
3.1 Konstrukce pásu

3.1.1 Kostra

Kostra je z hlediska funkčnosti nejdůležitější částí dopravního pásu, protože poskytuje pevnost v tahu potřebnou pro pohyb zatíženého pásu a pohlcení nárazů materiálu, který na něj dopadá, a rovněž poskytuje délkovou a příčnou tuhost nutnou pro dopravu nákladu a dále zajišťuje protažení, pružnost, ohybnost a celkovou odolnost vůči vlivům prostředí.

Gumové pásy spolu s PVC pásy jsou nejčastěji používané pásy a člení se podle typu a materiálu kostry na:

1. **Pásy s tkaninovými vložkami**, kde jsou vložky tvořeny z buničinnové stříže, bavlny, umělého hedvábí, perlonových vláken a jiných. Technické tkaniny mohou být také vyrobeny z kombinovaných přízí polyamid-viskóza (pro pásy pro hlubinnou těžbu a středně těžký provoz), nebo polyester-viskóza (pro lehké provozy).
2. **Pásy s ocelovými kordy**, se používají v případech, kdy tkaniny nejsou schopny splňovat požadované pevnostní požadavky. Kordy se skládají z tenkých jednotlivých drátků, jenž jsou dobře a těsně uloženy v pryži. Přednosti ocelových kordů jsou velké dovolené zatížení, nepatrné protažení a malá tuhost v ohybu při přechodu přes bubny.



Obrázek 3.1- Rozdělení typu kostry [10]

	slabý	střední	dobrý	výborný
Polyamid	pevnost v tahu			
	schopnost zachování rozměrů			
		Odolnost proti průrazu		
		pružnost		
	odolnost proti vlivu prostředí			
Polyester	pevnost v tahu			
	schopnost zachování rozměrů			
		Odolnost proti průrazu		
	pružnost			
	odolnost proti vlivu prostředí			
Ocel	pevnost v tahu			
	schopnost zachování rozměrů			
		Odolnost proti průrazu		
	pružnost			
	odolnost proti vlivu prostředí			
Aromatický polyamid	pevnost v tahu			
	schopnost zachování rozměrů			
		Odolnost proti průrazu		
	pružnost			
	odolnost proti vlivu prostředí			

Obrázek 3.2- Parametry vláken použitých pro zesílení konstrukce [11]

3.1.2 Pásy s tkaninovými vložkami

EP tkanina (polyester po osnov, polyamid po útku)

Polyesterové tkaniny používané pro výrobu dopravních pásů především v pevnostech od 120 N/mm do 700 N/mm. EP tkaniny jsou nerozšířenější materiály pro kostru pryžových pásů, vzhledem k jejich vlastnostem, hlavně pružnosti. Tyto materiály se vyznačují nejlepší chemickou odolností, odolností proti vlhkosti a při vysokém namáhání vykazují nízkou průtažnost.

PA tkanina (polyamid po osnov i útku)

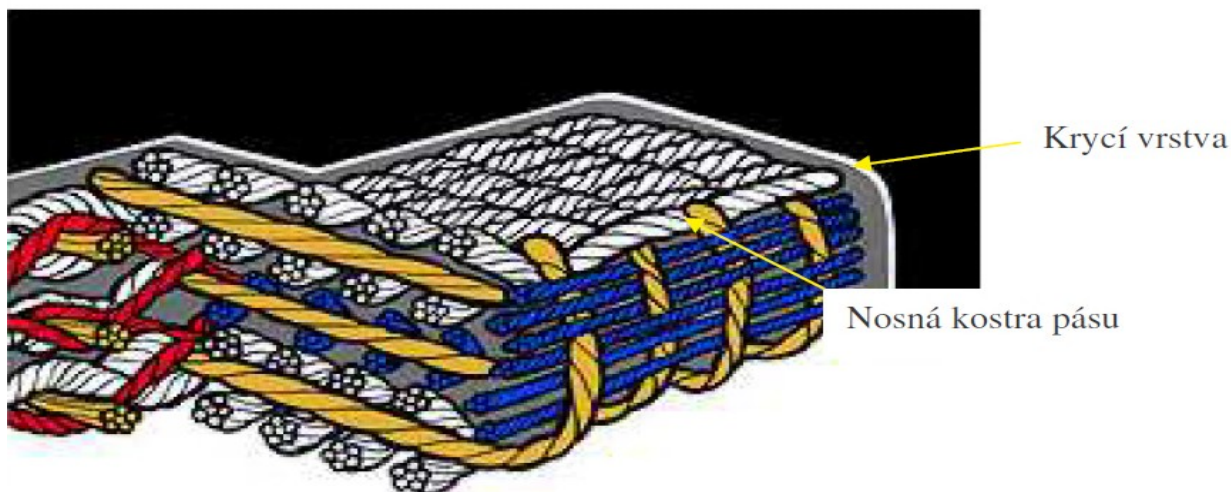
Polyamidové tkaniny používané pro výrobu dopravních pásů především ve východní Evropě v pevnostech od 160 N/mm do 760 N/mm. PA tkaniny vykazují lepší dynamické ukazatele, vyšší hodnotu adheze, lepší pružnost, nižší odolnost vůči tepelnému namáhání a vykazují vyšší průtažnost.

Pro dosažení maximální pružnosti pásů a tím dosažení maximální životnosti se doporučuje použití pásů s minimálním možným počtem vložek. Nižším počtem vložek se sníží váha pásu, což při provozu se projeví snížením příkonu.

Technická data	EP kostra	PA kostra
Počet vložek	2-6	2-6
Pevnost v tahu N/mm	200-2500	200-3150
Provozní napětí N/mm	10% nominální pevnosti v tahu	10% nominální pevnosti v tahu
Krajní tahové namáhání %	min.10%	min.10%
Protažení při provozu		
pevnost v tahu pod 1 250 N/mm	max. 2,5%	max. 2,5%
nad 1 250 N/mm	min. 3,0%	min.4,0%

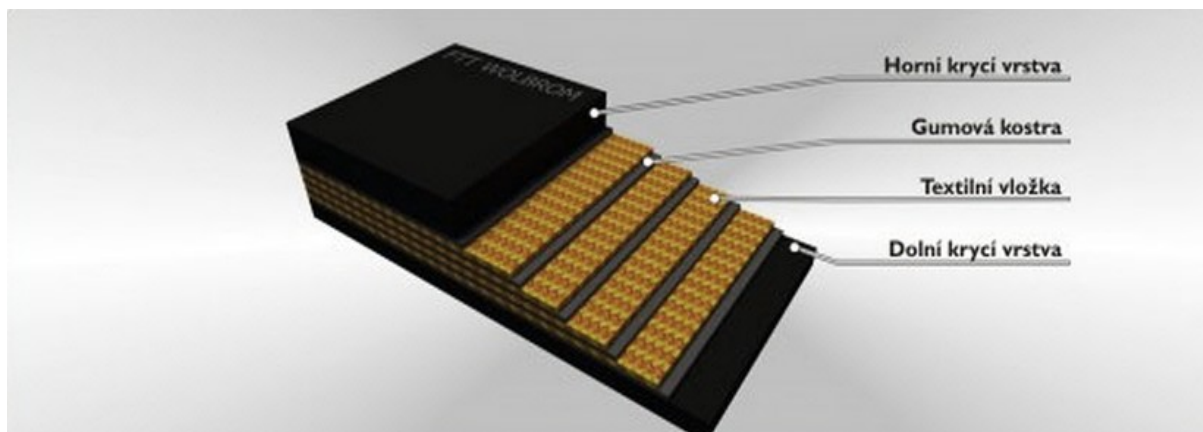
Obrázek 3.3- Kostra pryžových pásů Taurus Techno s.r.o. [11]

Celotkaná kostra Fenoplast **obr.3.4** od firmy *Fenner Dunlop* [12] má velmi složitou konstrukci využívající osnovu propletenou a spojenou do jediné kompaktní masy pomocí jedinečného systému provázané osnovy. Používá se nylon nebo polyester pro zatěžovanou osnovu a nylon nebo nylon/bavlna jako útek. Různé kombinace těchto syntetických a přírodních vláken zaručují splnění požadovaných požadavků. [12]



Obrázek 3.4- Celotkaná kostra Fenoplast [12]

Těžko hořlavé pásové potahy od firmy FTT Wolbrom a.s. [13], **obr.3.5**, se sestávají z polyesterovo-polyamidovo-textilních (EP) nebo polyamidovo-polyamidových (PP) vložek spojených těžko hořlavou jádrovou gumou a těžko hořlavých gumových krycích vrstev.



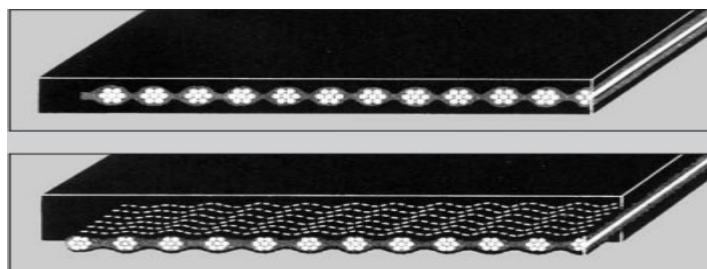
Obrázek 3.5-Schéma pásu od FTT Wolbrom a.s. [13]

3.1.3 Pásky s ocelovými kordy

Kostru tvoří řady ocelových lanek položených rovnoběžně v jedné rovině. Lanka se skládají z tenkých jednotlivých drátků a jsou těsně spojeny a uloženy v pryži. Nad lanky a pod nimi jsou ve směru útku dvě nebo více vložek speciální tkaniny z bavlny nebo jiných materiálů tak, aby bylo možno zachytit také příčné síly vznikající na přesypech. [3]

Jako přednosti pásů s ocelovým kordem je nutno jmenovat:

- Velké dovolené zatížení, dobrá schopnost vytvářet tzv. korýtko a malá tuhost v ohybu při přechodu přes bubny, stejně jako nepatrné protažení.



Technical data (reference values)										
Type	Rated break strength	Cord diameter	Cord pitch	Belt splice Length $l_v^{1)}$	No. of Steps	Belt width, for 30° trough, at least ³⁾	Diameter of the drive pulley, at least	Reference elongation at 10% of minimum breaking strength	Weight of belt core ⁴⁾	Minimum cover gauge
	N/mm	mm	mm	mm		mm	mm	%	kg/m ²	mm
ST 500	500	2.9	12.5	500	1	400	500	0.1 - 0.3	6.3	3
St 630	630	2.9	10	550	1				6.7	3
St 800	800	3.6	12	600	1				8.2	3
St 1000	1000	4.9	12	600	1				9.6	3
St 1120	1120	4.3	11	650	1	500	630	0.1 - 0.3	10.1	3
St 1250	1250	4.8	14	650	1				10.6	3
St 1400	1400	4.0	9	1000	2				11.2	3
St 1600	1600	5.5	15	750	1				13.0	4
St 1800	1800	5.5	13.5	1150	2	650	800	0.1 - 0.3	15.2	4
St 2000	2000	5.5	12	1150	2				15.8	4
St 2250	2250	5.5	11	1150	2				16.5	4

Obrázek 3.5- Dopravní ocelokordový pás typu STAHLCORD [14]

3.1.4 Krycí vrstva

Parametry krycí vrstvy pásu se liší podle toho, zda se jedná o dopravu materiálu s velkou kusovitostí, nebo velmi brusivý, zrnitý a sypký materiál. Technická pryž slouží jako otěrový element pásových dopravníků nebo jako bočnice pásových dopravníků. Používá se tvrdá, vysoce antiabrasivní krycí vrstva pro podzemní dopravu při vysokých teplotách okolí.

Obecně platí, že spodní vrstva se vyrábí do mocnosti 4 mm a vrchní do mocnosti 8 mm nebo dle požadavku o síle 6mm, 8mm, 10mm, 15mm a 20mm, v šíři 800mm a 1400mm a musí splňovat požadavky na výrobek z hlediska nehořlavosti, odolnosti proti olejům, chemikáliím apod. Tyto směsi mohou být rovněž dále upraveny s cílem dosáhnout větší odolnosti krycí vrstvy proti otěru nebo zvýšení koeficientu tření.

Pryžové krycí vrstvy v závislosti na daných bezpečnostních normách se aplikují na jednu či obě strany základní složky pásu – tj. na PVC impregnovanou nosnou kostru pásu až do maximální tloušťky 6 mm + 2 mm v závislosti na šířce pásu, pevnosti a konstrukci pásu.

3.2 Montáž pásu

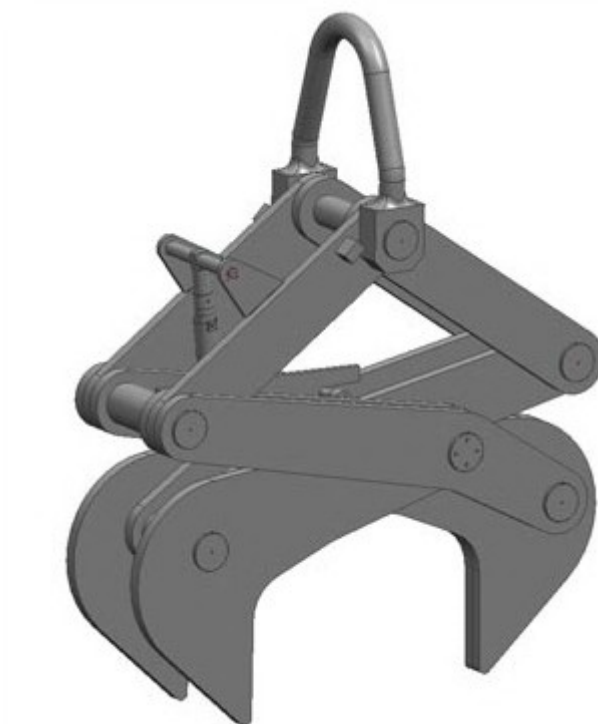
Aby byl pás schopen pracovat správně a vydržel požadovanou životnost je nutné jej správně instalovat na dopravníkovou trať. Pás musí být instalován tak, aby v nezatíženém stavu ležel na všech podpěrných válečcích tratě a aby se válečky dotýkaly minimálně 50% šířky pásu. Je nutno respektovat profil podloží, kde může vzniknout zalomení nahoru a zalomení dolů a velikost přechodových úhlů. Při nedodržení zásad dochází ke ztrátě stability tvaru korýtky, zvedání pásu nad podpěrné válečky a vyjíždění do stran. [1]

I přes velkou snahu při rešerši, se mi nepodařilo nalézt zmínku o metodách používaných k instalaci pásu na trať, či výměně starého pásu za nový. Pro výměnu pásu se naskytá postup, který spočívá ve spojení části nového pásu ke starému s následným spuštěním pohonu dopravníku a navinutím nového pásu na opotřebovaný, kdy se poté starší pás vyjme a uloží se nový. Případně se používají metody neslučitelné s bezpečností práce, lišící se provoz od provozu.



Obrázek 3.6-Instalace pásu [14]

Níže předkládané řešení vychází z úvahy pákového mechanismu a je inspirováno zařízeními používanými v odlišných odvětvích průmyslové činnosti a to konkrétně zvedací a manipulační kleště. Viz. následující ukázky.



Obrázek 3.7-Automatické kleště QMJV[15]



Obrázek 3.8-Kleště firmy Prestar[16]



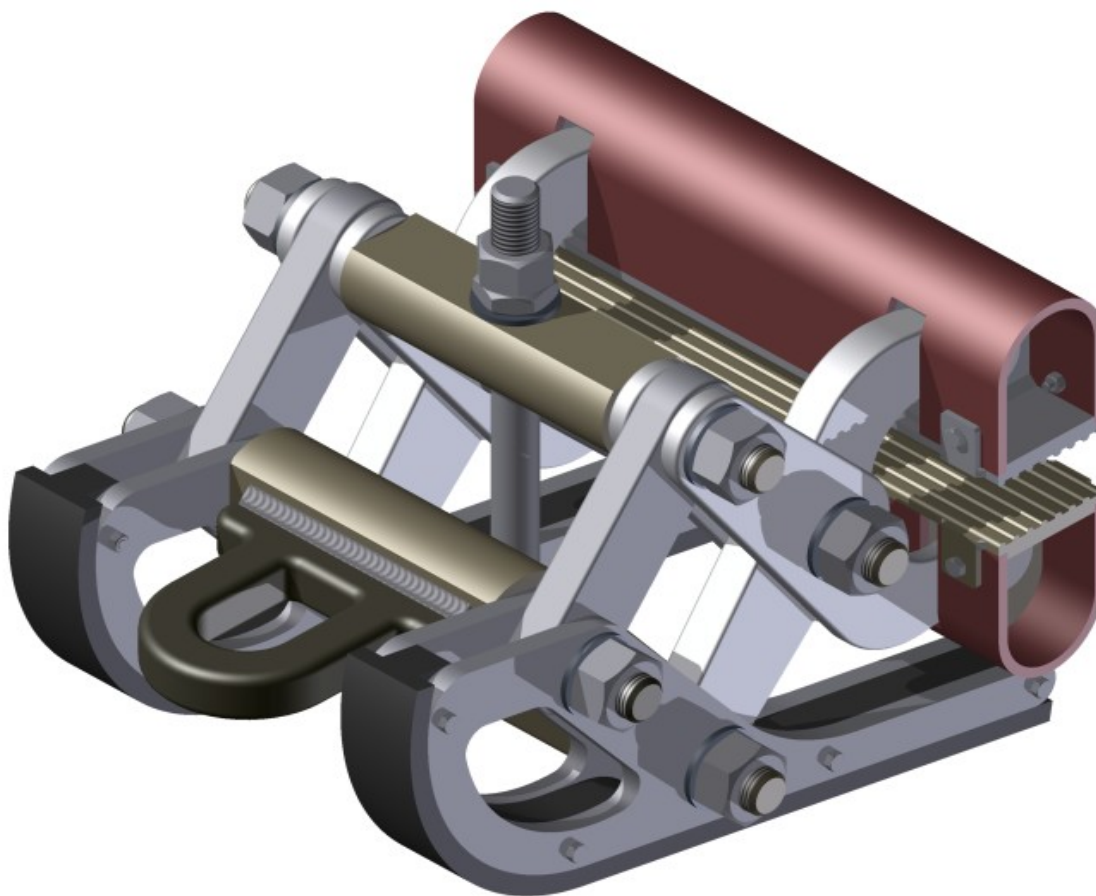
Obrázek 3.9-Kleště od firmy Uniman [17]

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4 ÚVOD

Konstruované zařízení, sloužící k natahování dopravních pásů na dopravníkovou trať, inspirativně vychází z výše uvedené rešerše a úvahy zvoleného provedení pákového mechanismu. Tento mechanismus je mezičlenem mezi čelistmi upínající vybraný dopravníkový pás a externím napínacím zařízením vyvolující adekvátní tahovou sílu.

Pás určený k manipulaci se zasune mezi čelisti tak, aby se dotýkal kloubu pákového mechanismu. Následně dojde k sevření pásu čelistmi do upínací polohy a zajištění aretačním šroubem s maticí. Tahem externího napínacího zařízení zvýšíme svírací sílu čelisti na potřebnou hodnotu síly a matici aretačního šroubu dotáhneme pro zafixování polohy čelistí. Tím zajistíme požadované bezpečné sevření pásu a zabráníme případnému vyklouznutí pásu při uvolnění tahu napínacího zařízení.



Obr.4.1- Konstruovaný mechanismus

4.1 Parametry

Z rešerše dopravníkových pásů určených pro hlubinné dobývání volím klíčové parametry, potřebné k určení tažné síly externího napínacího zařízení **F**.

Při sestavení údajů vycházím z podmínky šířky pásu určených pro hlubinné doly, které se pohybují v rozmezí **800 ÷ 1200 mm** a podmínek instalace hlubinných dopravníkových tratí v regionu.

4.1.1 Parametry vybraných pásů

Řešené konstrukční zařízení dimenzuji s ohledem na vybrané parametry dopravních pásů. Z nabídky jsem volil nejrobustnější pásy vhodné pro práci v hlubinném dolu.

Tabulka 4.1- Parametry vybraných pásů

Výrobce pásu	Typ pásu	Pevnost v tahu [N/mm]	Tloušťka pásu [mm]	Hmotnost [kg/m]
TAURUS [11]	EP Suprame	2 500	14	16,6
	EP Antiflame-2	1 250	10	12
	PA Antiflame-2	3 150	17	18,5
FTT Wolbrom [13]	22721 GTP EP 2500	2 500	14	16,86
	14890 GTP PP 2000	2 000	10,8	16
FennerDunlop [12]	FENEPLAST 15000	2 625	15,3	17,4
Matador [1]	OKDP St 2000	2 000	18	23
Contitech [14]	CONTIFLEX EP 2000/5	2 000	10,7	11,2
	STAHLCORD St 2500	2 500	15	18
Savatech [18]	EP-2500/4	2 500	13	16,5
Semperit [19]	PP 2500/4	2 500	11,2	12,2
	EP 2500/5	2 500	11,6	14,3

4.1.2 Parametry tratě

Dalším významným kritériem ovlivňující počítané silové parametry je délka dopravníkové tratě, její sklon a převýšení. Tyto parametry se odvíjejí od konkrétního provozního uspořádání a řešení a jsem nucen je zobecnit. Daný problém řeším tak, že uvažuji v jakých délkách se dodávají pásy, což jsou převážně hodnoty od 150 do 200 metrů navinuté do rolí a délky dopravních tratí v Ostravsko-karvinských dolech viz. **tabulka 4.2**

Tabulka 4.2-Dopravníkové pásy firmy Ostroj instalované v Ostravsko-karvinských dolech[5]

BELT CONVEYORS									
REFERENCE FOR LAST 3 YEARS									
Item No	Conveyor type	Nr. of conveyors	Location	Capacity TPH	Drive Power	Length	Lift	Width	Date of supply
1.	PVL 2.1., 470m	1	OKD, a.s. - Lazy Mine (CZ)	400 people/h	30 kW	470 m	180 m	1 000 mm	February 2007
2.	DP 1200/1	conveyor components	OKD, a.s. - Lazy Mine (CZ)	x	x	x	x	x	July 2007
3.	VYP 1000	1	KWK Sczygłowice (PL)	0,5 t/h	3,5 kW	3 m	0 m	1 000 mm	August 2007
4.	PVL 2.1.	1	OKD, a.s. - CSA Mine (CZ)	400 people/h	30 kW	290 m	120 m	1 000 mm	May 2008
5.	DP 1200/1	5	OKD, a.s. - CSM Mine (CZ)	2 100 t/h	2x250 kW	550 m	19 m	1 200 mm	May - July 2008
				2 100 t/h	3x250 kW	400 m	68 m	1 200 mm	
				1 700 t/h	3x100 kW	960 m	0 m	1 200 mm	
				1 700 t/h	2x100 kW	520 m	-37 m	1 200 mm	
6.	DP 1200/1	5	OKD, a.s. - Darkov Mine (CZ)	1 700 t/h	2x100 kW	485 m	0 m	1 200 mm	October 2008
				2 000 t/h	2x100 kW	440 m	10 m	1 200 mm	
				2 000 t/h	2x100 kW	440 m	10 m	1 200 mm	
				2 000 t/h	2x100 kW	140 m	13 m	1 200 mm	
7.	PVL 2.1.	1	OKD, a.s. - Lazy Mine (CZ)	2 000 t/h	4x100 kW	165 m	34 m	1 200 mm	September 2008
				2 000 t/h	4x100 kW	165 m	34 m	1 200 mm	
8.	PVL	2	KWK Rydoltowy-Anna Mine (PL)	400 people/h	30 kW	257 m	110 m	1 000 mm	September 2008
				400 people/h	30 kW	375 m	100 m	1 000 mm	September 2008
9.	DP 1200	1	OKD, a.s. - Lazy Mine (CZ)	1 700 t/h	2x100 kW	250 m	30 m	1 200 mm	December 2008
10.	VYP 1000	1	KWK Sczygłowice (PL)	0,5 t/h	3,5 kW	3 m	0 m	1 000 mm	December 2008
11.	VYP 1000	1	KWK Zofiówka (PL)	0,5 t/h	3,5 kW	3 m	0 m	1 000 mm	December 2008
12.	VYP 1200	1	KWK Zofiówka (PL)	0,5 t/h	3,5 kW	3 m	0 m	1 200 mm	January 2009
13.	OSTROJ 1200	7	OKD, a.s. - CSM Mine (CZ)	2 100 t/h	3x100 kW	160 m	30 m	1 200 mm	May 2009
				2 100 t/h	3x100 kW	380 m	3 m	1 200 mm	
				2 100 t/h	3x100 kW	380 m	2 m	1 200 mm	
				2 100 t/h	2x75 kW	30 m	0 m	1 200 mm	
				2 100 t/h	2x75 kW	55 m	0 m	1 200 mm	
				2 100 t/h	3x250 kW	290 m	57 m	1 200 mm	
14.	OSTROJ 1200/1	2	OKD, a.s. - Darkov Mine (CZ)	2 100 t/h	2x250 kW	660 m	20 m	1 200 mm	June 2009
				1 800 t/h	4x100 kW	500 m	30 m	1 200 mm	
15.	PVL	1	KWK Rydoltowy-Anna Mine (PL)	1 800 t/h	4x100 kW	500 m	30 m	1 200 mm	June 2009
				400 people/h	30 kW	235 m	120 m	1 000 mm	
16.	VYP 1200	1	KWK Bielszowice (PL)	0,5 t/h	3,5 kW	3 m	0 m	1 200 mm	December 2009

OSTROJ a.s., Mining Machines Division
Těšínská 1586/66, Opava 746 41, Czech Republic
Phone: +420 553 872 222, Fax: +420 553 872 241, e-mail: miningmachines@ostroj.cz

5 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY F

Z **tabulky 4.2** vyberu nejnamáhavější úsek dopravníkové tratě, což je dopravník číslo 1, který je instalován na Dolu Karviná, lokalita Lazy a jenž musí překonávat při své délce 470 m převýšení 180 m.

5.1 Výpočet tažné síly

Výpočet tažné síly pásu F počítám dle normy ČSN ISO 5048 [20].

Parametry výpočtu:

Délka tratě :	$L = 470 \text{ m}$
Převýšení tratě :	$H = 180 \text{ m}$
Součinitel globálního tření :	$f = 0,02$ voleno z $<0,016 \div 0,03>$
Gravitační zrychlení :	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Hmotnost pásu :	$m_p = 30 \text{ kg/m}$ tvořeno z kostry a krycí pryže
Přidaná délka dopravníku :	$L_0 = 70 \text{ m}$ voleno z $<70 \div 100>$
Součinitel vedlejšího odporu:	$C = \frac{L + L_0}{L} = \frac{470 + 70}{470} = 1,149 > 1,02$
Pohybový odpor pro $L > 80 \text{ m}$:	$w = C \cdot f = 1,149 \cdot 0,02 = 0,023$

$$F = F_{OD} + F_{VYS} \quad (5.1)$$

Síla k překonání pohybových odporů F_{OD}	$F_{OD} = 3\,181 \text{ N}$
---	-----------------------------

$$F_{OD} = w \cdot L \cdot m_p \cdot g = 0,023 \cdot 470 \cdot 30 \cdot 9,81 = 3\,181 \text{ N} \quad (5.2)$$

Síla pro překonání dopravní výšky F_{VYS}	$F_{VYS} = 52\,974 \text{ N}$
---	-------------------------------

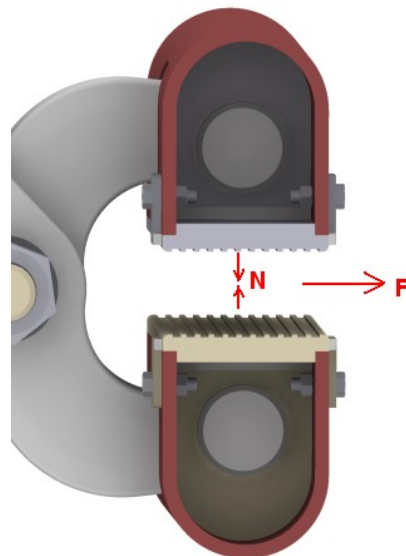
$$F_{VYS} = H \cdot m_p \cdot g = 180 \cdot 30 \cdot 9,81 = 52\,974 \text{ N} \quad (5.3)$$

Výsledná tažná síla	$F \doteq 60\,000 \text{ N}$
---------------------	------------------------------

$$F = F_{OD} + F_{VYS} = 3\,181 + 52\,974 = 56\,155 \doteq \mathbf{60\,000 \text{ N}} \quad (5.4)$$

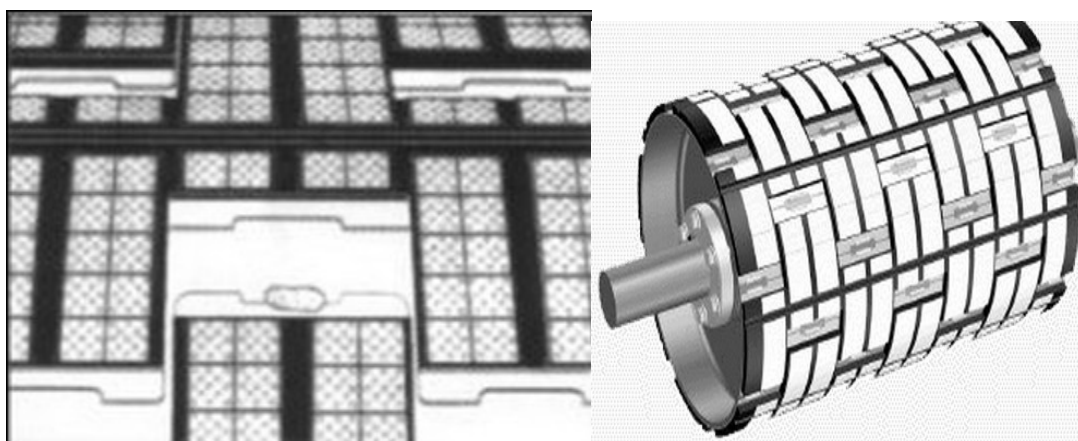
5.2 Výpočet svěrné síly

Svěrnou sílu N , rovnice (6.5), volím, spolu s tažnou silou F , jako klíčový parametr pro následující postup dimenzování návrhu tažného zařízení. Cíleně jsem zvolil jedny z nejtěžších podmínek a výpočtových parametrů tak, aby zařízení bylo schopno pracovat i v tomto prostředí.



Obr.5.1- Schéma čelisti, tvarový styk

Součinitel smykového tření mezi čelistmi a pásem f_s volím podle zvoleného obložení čelistí keramickými destičkami **Flex-Lag weld-on** od firmy *DvB-AF s.r.o.* [9], které má vysoký koeficient tření a tím se zajistí vyšší přenosová schopnost obou působících čelistí. Keramické destičky FLEX-LAG jsou opatřeny bradavkovitými výstupky, které se "zaboří" do relativně měkké krycí vrstvy dopravního pásu. Alternativou je přenos tažné síly tvarovým stykem po úpravě ploch čelisti viz. **Obr. 5.1**



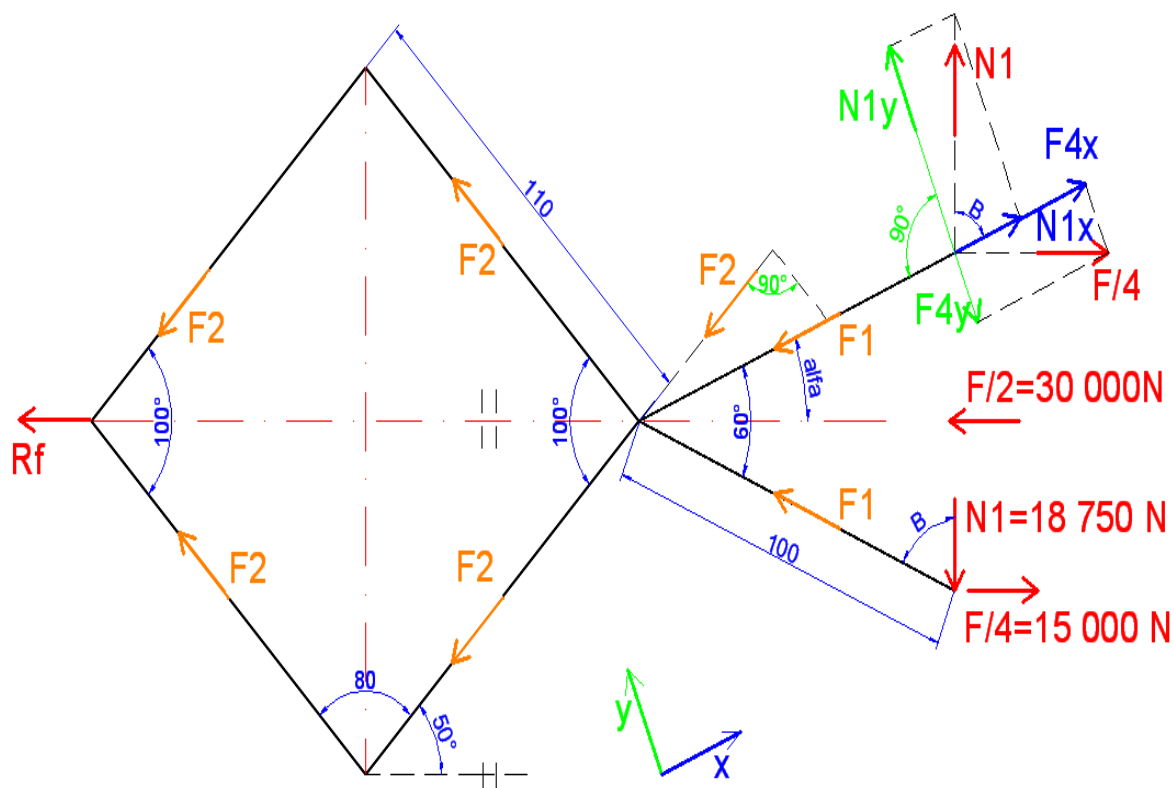
Obr.5.2- Keramické destičky Flex-Lag weld-on [9]

Součinitel tření keramického obložení Flex-Lag	$f_s = 0,8 \text{ z } 0,74 \div 0,83 >$
--	---

$$N = \frac{F}{2 \cdot f_s} = \frac{60\,000}{2 \cdot 0,8} = 37\,500 \text{ N} \quad (5.5)$$

5.2.1 Schéma přenosu svěrné síly na táhla

Výslednou celkovou svěrnou sílu N z rovnice (5.5) podělím počtem vyvozujících táhel, které přenáší požadovanou externí sílu F a působí přímo na čelisti.



Obr.5.3 Schéma bokorysu silového rozložení v táhlech jedné strany

Počet symetricky působících táhel vyvozující svěrnou sílu :	$i = 2$
---	---------

$$N_1 = \frac{N}{i} = \frac{37\,500}{2} = \mathbf{18\,750\,N} \quad (5.6)$$

Tažná síla F je rozdělena do jednotlivých působících táhel:

$$F_4 = \frac{F}{4} = \frac{60\,000}{4} = 15\,000\,N \quad (5.7)$$

Úhly mezi táhly jsou nastaveny tak, aby délkový rozměr mezi čelistmi odpovídal přibližné tloušťce nejširších a nejtěžších dopravních pásů viz. **Tab.4.1**, což volím $t_{pásu} = 30\,mm$.

Úhel mezi táhly blíže čelistím :	$\alpha = \frac{60}{2} = 30^\circ$
Úhel mezi táhly blíže tažnému zařízení :	$\beta = 90 - 30 = 60^\circ$

Síla v x-ovém směru, tedy v táhle F_1

$$F_{1x} = F_1 = F_{4x} + N_{1x} = 12\,990 + 9\,375 = \mathbf{22\,365\,N} \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{F_{4x}}{F_4} \Rightarrow F_{4x} = F_4 \cdot \cos \alpha = \\ &= 15\,000 \cdot \cos \alpha = 12\,990\,N \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \frac{N_{1x}}{N_1} \Rightarrow N_{1x} = N_1 \cdot \cos \beta = \\ &= 18\,750 \cdot \cos \beta = 9\,375\,N \end{aligned} \quad (5.10)$$

Síla v y-ovém směru

$$F_{1y} = N_{1y} - F_{4y} = 16\,238 - 7\,500 = \mathbf{8\,738\,N} \quad (5.11)$$

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{F_{4y}}{F_4} \Rightarrow F_{4y} = F_4 \cdot \sin \alpha = \\ &= 15\,000 \cdot \sin \alpha = 7\,500\,N \end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \frac{N_{1y}}{N_1} \Rightarrow N_{1y} = N_1 \cdot \sin \beta = \\ &= 18\,750 \cdot \sin \beta = 16\,238\,N \end{aligned} \quad (5.13)$$

Výpočet síly F_2

$$F_2 = F_1 \cdot \cos(50^\circ - \alpha) = 22\,365 \cdot \cos(50^\circ - 30^\circ) = \mathbf{21\,016\,N} \quad (5.14)$$

Vypočtené složky sil působící v táhle použijí v následujících konstrukčních výpočtech a to zejména pro určení ohybového momentu působícího na páce táhla.

5.2.2 Kontrola, výpočet reakce R_F

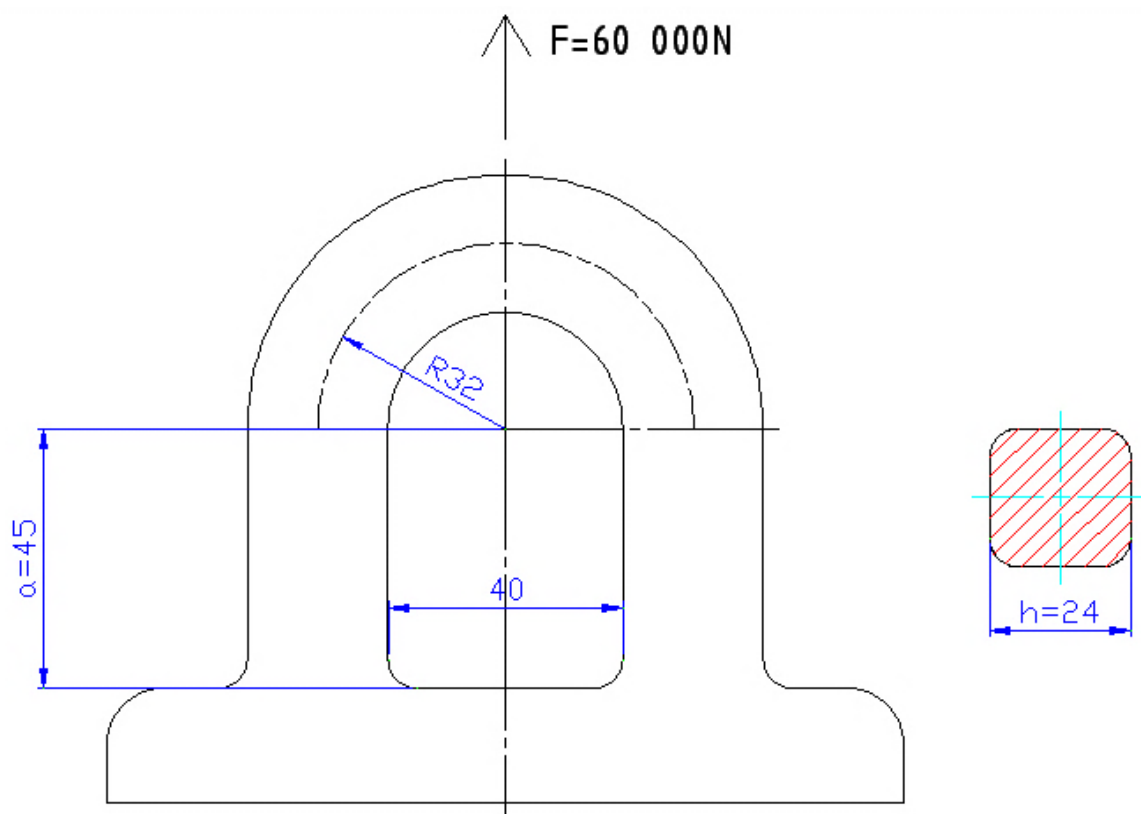
$$R_F = \sqrt{F_2^2 + F_2^2} = \sqrt{21\,016^2 + 21\,016^2} \doteq \mathbf{30\,000\,N} \quad (5.15)$$

6 VÝPOČET VÁZACÍHO BODU

Tzv. vázací bod je namáhán tažnou silou F vyvozenou externím tažným zařízením. Síla je přenesena na vázací bod přes tvarový styk háku-vázacího bodu.

Výkres STR0036-01.03.00. Výpočet vychází z literatury [21] a [22].

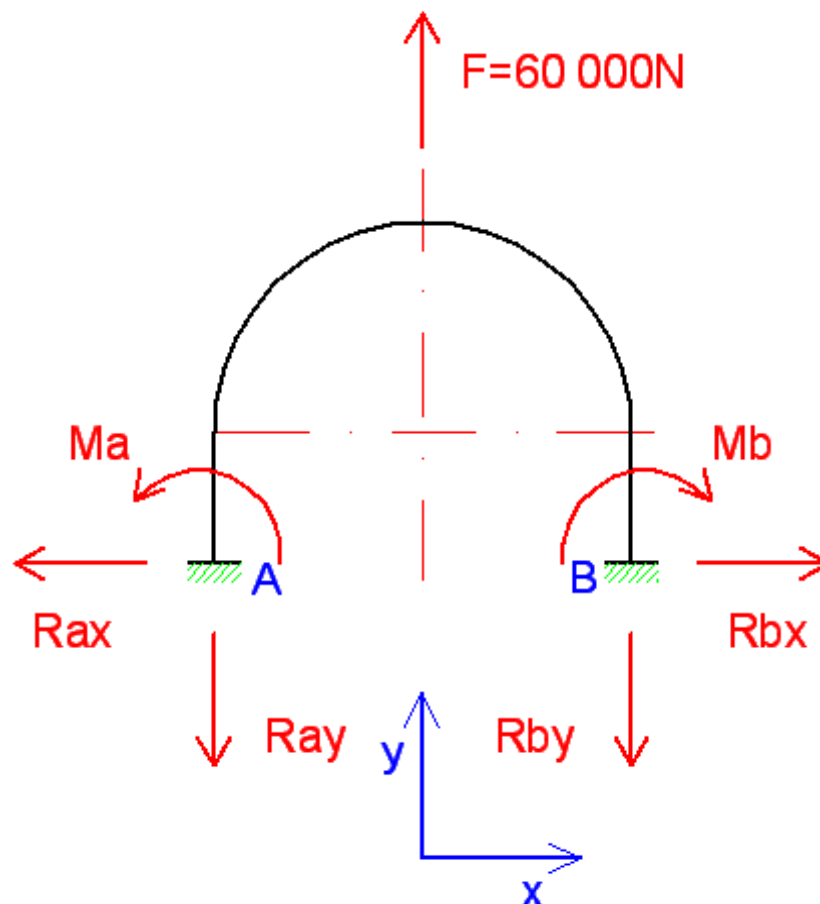
6.1 Výpočet reakcí



Obr. 6.1- Schéma vázacího bodu s výpočtovými parametry

Poloměr zakřivení :	$R = 32 \text{ mm}$
Délka úseku :	$a = 45 \text{ mm}$
Rozměr čtvercového průřezu:	$h = 24 \text{ mm}$
Určení křivosti prutu	

$$\frac{R}{h} = \frac{32}{24} = 1,33 \Rightarrow \text{jde o tlustě křivý prut} \quad (6.1)$$



Obr.6.2- Schéma vazeb a reakcí

Výpočet reakcí :	
------------------	--

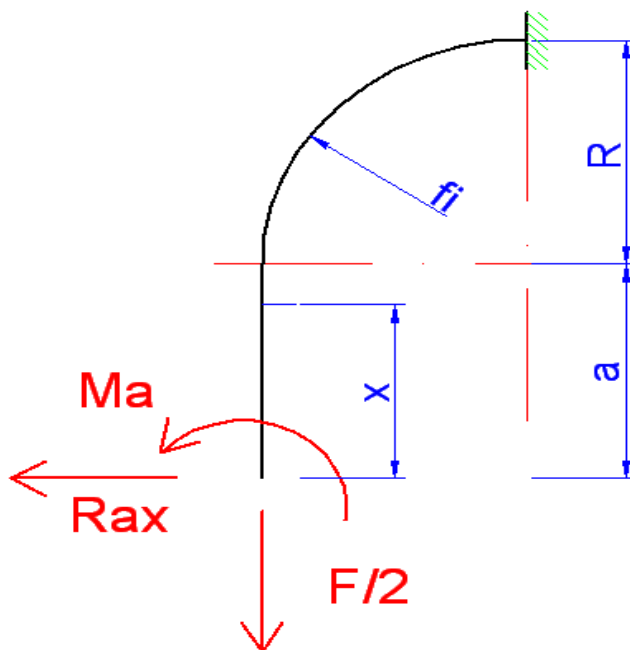
$$\sum F_x = 0 - R_{AX} + R_{BX} = 0, R_{AX} = R_{BX} = f(F)$$

$$\sum F_y = 0 - R_{AY} - R_{BY} + F = 0, R_{AY} = R_{BY} = \frac{F}{2}$$

$$\sum M_A = 0 - \frac{F}{2} \cdot 2 \cdot R + M_B + F \cdot R - M_A = 0, \quad (6.2)$$

$$M_A = M_B = f(F \cdot R)$$

Úloha je vnitřně staticky neurčitá a symetrická. Prut je stabilnější, lépe přenese zatížení a je únosnější.

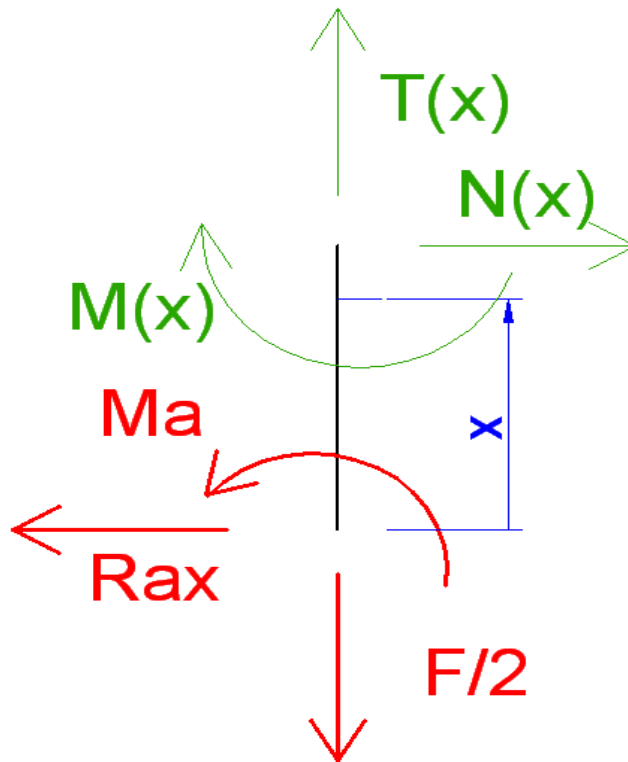


Obr. 6.3- Schéma vazeb a reakcí výpočtové části

Hodnotu momentu M_a a reakce R_{ax} určím z deformačních podmínek pomocí Castiglianovy věty [22].

Potenciální energie napjatosti W akumulovanou v systému tvoří složky W_M (energie od ohybových momentů), W_T (energie od posouvajících sil) a W_N (energie od normálových sil) :	$W = W_M + W_N + W_T$
Vodorovné posunutí bodu x_a v místě A je rovno nule :	$x_a = \frac{\partial W}{\partial R_{ax}} = 0$
Úhel natočení φ_a v místě A je roven nule :	$\varphi_a = \frac{\partial W}{\partial M_a} = 0$

První úsek	$x \in \langle 0, a \rangle$
------------	------------------------------



Obr. 6.4- Reakce v prvním úseku

Vnitřní statické účinky :	
---------------------------	--

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 \quad R_{ax} - N_x &= 0 \quad N_x = R_{ax} \\
 \sum F_y = 0 \quad F/2 - T_x &= 0 \quad T_x = \frac{F}{2} \\
 \sum M = 0 \quad M_{(x)} &= M_a - R_{ax} \cdot x
 \end{aligned} \tag{6.3}$$

Parciální derivace podle R_{AX} :	
-------------------------------------	--

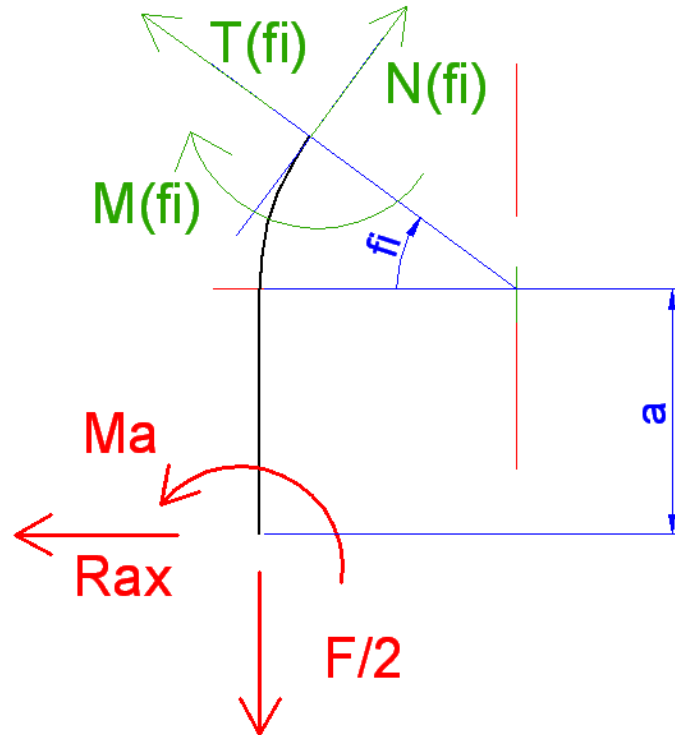
$$\frac{\partial N_{(x)}}{\partial R_{ax}} = 1 \tag{6.4}$$

$$\frac{\partial M_{(x)}}{\partial R_{ax}} = -x \tag{6.5}$$

Parciální derivace podle M_A :	
----------------------------------	--

$$\frac{\partial M_{(x)}}{\partial M_a} = 1 \tag{6.6}$$

Druhý úsek :	$\varphi \in < 0, \frac{\pi}{2} >$
--------------	------------------------------------



Obr. 6.5- Reakce v druhém úseku

Vnitřní statické účinky :	
---------------------------	--

$$\begin{aligned}
 \sum F_x - N_\varphi &= 0 & R_{AX} \cdot \sin \varphi + \frac{F}{2} \cdot \cos \varphi - N_\varphi &= 0 \\
 N_\varphi &= R_{AX} \cdot \sin \varphi + \frac{F}{2} \cdot \cos \varphi \\
 \sum F_y - T_\varphi &= 0 & R_{AX} \cdot \cos \varphi + \frac{F}{2} \cdot \sin \varphi - T_\varphi &= 0 \\
 T_\varphi &= R_{AX} \cdot \cos \varphi + \frac{F}{2} \cdot \sin \varphi \\
 \sum M - M_\varphi &= 0 & M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - & \\
 & & - R \cdot \cos \varphi) - M_\varphi &= 0 \\
 M_{(\varphi)} &= M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi)
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Parciální derivace podle R_{AX} :

$$\frac{\partial N_{(\varphi)}}{\partial R_{ax}} = \sin \varphi \quad (6.8)$$

$$\frac{\partial T_{(\varphi)}}{\partial R_{ax}} = \cos \varphi \quad (6.9)$$

$$\frac{\partial M_{(\varphi)}}{\partial R_{ax}} = -a - R \cdot \sin \varphi \quad (6.10)$$

Parciální derivace podle M_a :

$$\frac{\partial M_{(\varphi)}}{\partial M_a} = 1 \quad (6.11)$$

Posunutí bodu x_a :

$$\begin{aligned} x_a &= \frac{\partial W}{\partial R_{ax}} = \frac{\partial W_M + W_T + W_N}{\partial R_{ax}} = \\ &= \frac{\partial}{\partial R_{ax}} \left[\frac{1}{2ESRe} \int_0^a M_x \frac{\partial M_x}{\partial R_{ax}} dx + \frac{1}{2ES} \int_0^a N_x \frac{\partial N_x}{\partial R_{ax}} dx + \right. \\ &+ \frac{1}{2ERe} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M_\varphi \frac{\partial M_\varphi}{\partial R_{ax}} R d\varphi + \frac{1}{2ES} \int_0^{\frac{\pi}{2}} N_\varphi \frac{\partial N_\varphi}{\partial R_{ax}} R d\varphi + \\ &\left. + \frac{\beta}{2GS} \int_0^{\frac{\pi}{2}} T_{(\varphi)} \frac{\partial T_{(\varphi)}}{\partial R_{ax}} R d\varphi \right] = 0 \end{aligned} \quad (6.12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial R_{ax}} &= \frac{1}{2ESRe} \int_0^a (M_a - R_{ax} \cdot x) \cdot (-x) dx + \frac{1}{2ES} \int_0^a R_{ax} dx + \\ &+ \frac{1}{2ESRe} \int_0^{\frac{\pi}{2}} [M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi)] \cdot \\ &\cdot -a - R \sin \varphi R d\varphi + \\ &+ \frac{1}{2ES} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (R_{AX} \cdot \sin \varphi + \frac{F}{2} \cdot \cos \varphi) \cdot \sin \varphi R d\varphi \\ &+ \frac{\beta}{2GS} \int_0^{\frac{\pi}{2}} ((R_{AX} \cdot \cos \varphi + \frac{F}{2} \cdot \sin \varphi) \cdot \cos \varphi R d\varphi = 0 \end{aligned} \quad (6.13)$$

Zanedbávám energii nahromaděnou od normálových a posouvajících sil. Po úpravě :

$$\begin{aligned} \frac{\partial W_M}{\partial R_{ax}} &= \frac{1}{2EJ} \left(-M_a \cdot \frac{a^2}{2} + R_{ax} \cdot \frac{a^3}{3} \right) + \\ &+ \frac{1}{2EJ} \left[-\frac{M_a a R \pi}{2} - M_a R^2 + \frac{R_{ax} a^2 R \pi}{2} + R_{ax} a R^2 - \frac{F a R^2 \pi}{4} \right. \\ &\quad \left. + \frac{F a R^2}{2} + R_{ax} a R^2 + \frac{R_{ax} R^3 \pi}{4} - \frac{F R^3}{2} - \frac{F R^3}{4} \right] = \\ &= 0 \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial W_M}{\partial R_{ax}} &= M_a \cdot \left(\frac{-a^2 - a R \pi - 2 R^2}{2} \right) + R_{ax} \cdot \\ &\cdot \left(\frac{4 a^3 + 6 a^2 R \pi + 24 a R^2 + 3 R^3 \pi}{12} \right) + \\ &+ F \cdot \left(\frac{2 a R^2 - a R^2 \pi - 2 R^3 - R^3}{4} \right) = 0 \end{aligned} \quad (6.15)$$

$$\begin{aligned} M_a &= \left[-R_{ax} \cdot \left(\frac{4 a^3 + 6 a^2 R \pi + 24 a R^2 + 3 R^3 \pi}{12} \right) - \right. \\ &\left. - F \cdot \left(\frac{2 a R^2 - a R^2 \pi - 2 R^3 - R^3}{4} \right) \right] / \left(\frac{-a^2 - a R \pi - 2 R^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (6.16)$$

Natočení φ_a v místě A je rovno nule: :	
---	--

$$\begin{aligned} \varphi_a &= \frac{\partial W}{\partial M_a} = \frac{\partial W_M + W_T + W_N}{\partial M_a} = \frac{\partial W_M}{\partial M_a} = \\ &= \frac{\partial}{\partial M_a} \left[\frac{1}{2EJ} \int_0^a M_x \frac{\partial M_x}{\partial M_a} dx + \frac{1}{2EJ} \int_0^{\frac{\pi}{2}} M_\varphi \frac{\partial M_\varphi}{\partial M_a} R d\varphi \right] = \\ &= \frac{1}{2EJ} \int_0^a (M_a - R_{ax} \cdot x) dx + \\ &+ \frac{1}{2EJ} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi) \right] R d\varphi \\ &= M_a a - \frac{R_{ax} a^2}{2} + \frac{M_a \pi R}{2} - \frac{R_{ax} a R \pi}{2} - R_{ax} R^2 + \frac{F R^2 \pi}{4} - \frac{F R^2}{2} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (6.17)$$

$$M_a \frac{2a + \pi R}{2} - R_{ax} \left(\frac{a^2 + aR\pi + 2R^2}{2} \right) + F \left(\frac{R^2\pi - 2R^2}{4} \right) = 0$$

$$M_a = \frac{R_{ax} \left(\frac{a^2 + aR\pi + 2R^2}{2} \right) - F \left(\frac{R^2\pi - 2R^2}{4} \right)}{\frac{2a + \pi R}{2}} \quad (6.18)$$

Dosadím rovnici (6.16) do rovnice (6.18) a vyjádřím neznámou reakci R_{ax} :

$$\frac{R_{ax} \left(\frac{a^2 + aR\pi + 2R^2}{2} \right) - F \left(\frac{R^2\pi - 2R^2}{4} \right)}{\frac{2a + \pi R}{2}} =$$

$$= [-R_{ax} \cdot \left(\frac{4a^3 + 6a^2R\pi + 24aR^2 + 3R^3\pi}{12} \right) -$$

$$-F \cdot \left(\frac{2aR^2 - aR^2\pi - 2R^3 - R^3}{4} \right)] / \left(\frac{-a^2 - aR\pi - 2R^2}{2} \right) \quad (6.19)$$

$$R_{ax} = F \cdot$$

$$\cdot \frac{\left(\frac{R^2\pi - 2R^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{-a^2 - aR\pi - 2R^2}{2} \right) - \left(\frac{2aR^2 - aR^2\pi - 2R^3 - R^3}{4} \right) \cdot \left(\frac{2a + \pi R}{2} \right)}{\left(\frac{-a^2 - aR\pi - 2R^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{a^2 + aR\pi + 2R^2}{2} \right) + \left(\frac{2a + \pi R}{2} \right) \cdot \left(\frac{4a^3 + 6a^2R\pi + 24aR^2 + 3R^3\pi}{12} \right)}$$

$$= F \cdot 0,2085 = 60\,000 \cdot 0,2085 = \mathbf{12\,511\,N} \quad (6.20)$$

Dosazením výsledku z rovnice (6.20) do rovnice (6.18) vyjádřím moment M_a :

$$M_a = \frac{R_{ax} \left(\frac{a^2 + aR\pi + 2R^2}{2} \right) - F \left(\frac{R^2\pi - 2R^2}{4} \right)}{\frac{2a + \pi R}{2}} =$$

$$= \frac{12\,511 \cdot 2229,3 - 60\,000 \cdot 292,2}{70,3} =$$

$$= \mathbf{380\,461\,N \cdot mm} \quad (6.21)$$

Dosadím vypočtené neznámé reakce R_{ax} a M_a do rovnice (6.7) a vypočtu moment M_φ pro úhel 0 a $\frac{\pi}{2}$:

$$M_{(0)} = M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi) \quad (6.22)$$

$$M_{(0)} = M_a - R_{ax} \cdot a = 380\,461 - 12\,511 \cdot 45$$

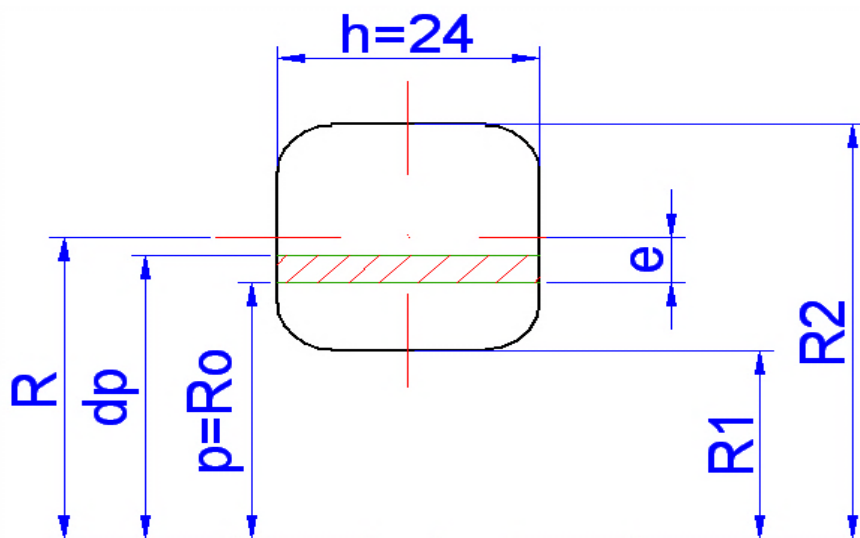
$$M_{(0)} = -182\,553 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{(\frac{\pi}{2})} = M_a - R_{ax} \cdot (a + R \cdot \sin \varphi) + \frac{F}{2} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi)$$

$$M_{\frac{\pi}{2}} = M_a - R_{ax} \cdot a + R + \frac{F}{2} \cdot R = \quad (6.23)$$

$$= 380\,461 - 12\,511 \cdot 77 + 30000 \cdot 32 = 377\,082 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

6.2 Pevnostní kontrola



Obr.6.6- Poloměr neutrální plochy příčného průřezu

6.2.1 Napětí od ohybu v přímé části bodě vetknutí A

Modul průřezu v ohybu viz. Obr. 6.1	$W_{oa} = 2\,304 \text{ mm}^3$
-------------------------------------	--------------------------------

$$W_{oa} = \frac{h^3}{6} = \frac{24^3}{6} = 2\,304 \text{ mm}^3 \quad (6.24)$$

Napětí v přímé části bodě vetknutí A :	$\sigma_{Ma} = \mathbf{165\,Mpa}$
--	-----------------------------------

$$\sigma_{Ma} = \frac{M_a}{W_{oa}} = \frac{380\,461}{2\,304} = \mathbf{165\,Mpa} \quad (6.25)$$

6.2.2 Napětí od ohybu v místě pod působící silou

Průřez je zjednodušen :	$S = 576\,mm^2$
-------------------------	-----------------

$$S = h^2 = 24^2 = 576\,mm^2 \quad (6.26)$$

Poloměr křivosti vnějšího vlákna R_2	$R_2 = 44\,mm$
--	----------------

$$R_2 = R + \frac{h}{2} = 32 + 12 = 44\,mm \quad (6.27)$$

Poloměr křivosti vnitřního vlákna R_1	$R_1 = 20\,mm$
---	----------------

$$R_1 = R - \frac{h}{2} = 32 - 12 = 20\,mm \quad (6.28)$$

Jedná se o silně zakřivený prut, proto je třeba pro výpočet napětí v místě pod silou znát polohu neutrální osy R_o .

$$R_o = \frac{h^2}{\frac{R_2}{R_1} \frac{hd\rho}{\rho}} = \frac{h^2}{h \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}} = 30,439\,mm \quad (6.29)$$

Vzdálenost hlavní centrální osy od neutrální osy :	$e = 1,561\,mm$
--	-----------------

$$e = R - R_o = 32 - 30,439 = 1,561\,mm \quad (6.30)$$

Napětí na vnitřním povrchu :	$\sigma_{M1(\frac{\pi}{2})} = \mathbf{252\,Mpa}$
------------------------------	--

$$\sigma_{M1(\frac{\pi}{2})} = \frac{M_{(\frac{\pi}{2})} \cdot (R - R_1)}{S \cdot e \cdot R_1} = \frac{377\,082 \cdot 12}{576 \cdot 1,561 \cdot 20} = \mathbf{252\,Mpa} \quad (6.31)$$

Napětí na vnějším povrchu :	$\sigma_{M2(\frac{\pi}{2})} = \mathbf{-114\,Mpa}$
-----------------------------	---

$$\sigma_{M2(\frac{\pi}{2})} = \frac{M_{(\frac{\pi}{2})} \cdot (R - R_2)}{S \cdot e \cdot R_2} = \frac{377\,082 \cdot (-12)}{576 \cdot 1,561 \cdot 44} = -114 \text{ Mpa} \quad (6.32)$$

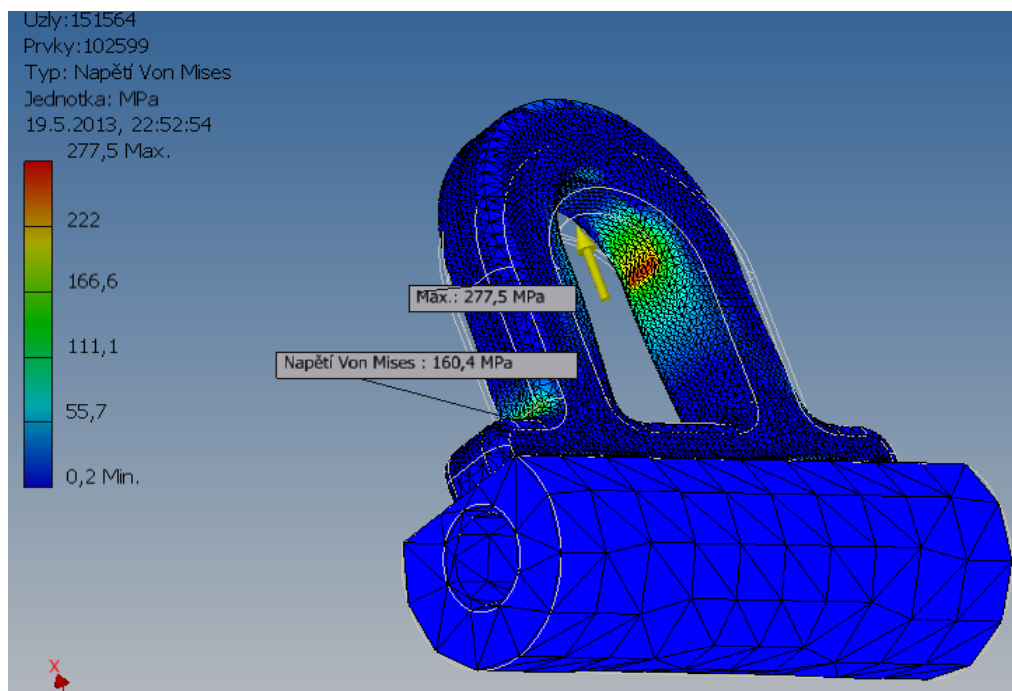
Z výše vypočteného největšího redukovaného napětí v místě $(\frac{\pi}{2})$, rovnice (6.31), vypočtu minimální napětí na mezi kluzu a zvolím materiál:

$$\sigma_{M1(\frac{\pi}{2})} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (6.33)$$

$$R_e = \sigma_{M1(\frac{\pi}{2})} \cdot k_s = 252 \cdot 1,5 = 378 \text{ Mpa}$$

6.2.3 Volba materiálu

Podle výsledku rovnice (6.33) volím ocel dle příručky [23] označení **16MnCr5** s nejmenší mezí kluzu **440 Mpa**. Ocel je dobře tvařitelná za tepla, po žíhání na měkko i za studena je vhodná pro středně namáhané součásti a má dobrou svařitelnost a obrobiteľnost.



Obr. 6.7 – Napětí vyřešené pomocí metody MKP software Inventor Professional 2012

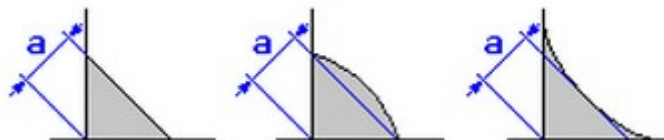
7 VÝPOČET SVARU

Kontrolu zvoleného svaru mezi vázacím bodem a základnou, viz **Obr. 7.1** nebo výkres: STR0036-01.03.00 , počítám dle literatury [24].



Obr. 7.1 – Schéma problému

	Mez kluzu v tahu R_e [Mpa]
Materiál vázacího bodu je 16MnCr5 :	440 Mpa
Materiál základny (S355JO), ČSN 11 523 :	336 Mpa
Součinitel bezpečnosti volím ze znalosti zatížení (dobrá), znalosti dovoleného napětí (dobrá), znalosti vlastností materiálu (velmi dobrá) a znalosti prostředí (neměnná) viz. [24] :	$k_{svar} = 2$
Zatěžující síla :	$F = 60\,000\,N$
Nosná délka svaru je závislá na tvaru svaru:	$L_s = 126\,mm$
Tloušťka svařované součásti :	$t = 24\,mm$
Výpočtová tloušťka svaru :	$a_s \doteq 5\,mm$



Obr.7.2- Výpočtová tloušťka svaru [24]

$$a_s = \bar{t} = \frac{\bar{t}}{24} = 4,89\,mm \quad (7.1)$$

Výpočet nosné plochy průřezu svaru A_s :

$$A_s = 2 \cdot a_s \cdot L_s = 2 \cdot 5 \cdot 126 = 1\,260 \text{ mm}^2 \quad (7.2)$$

Výpočet jmenovitého napětí σ_{stah} :

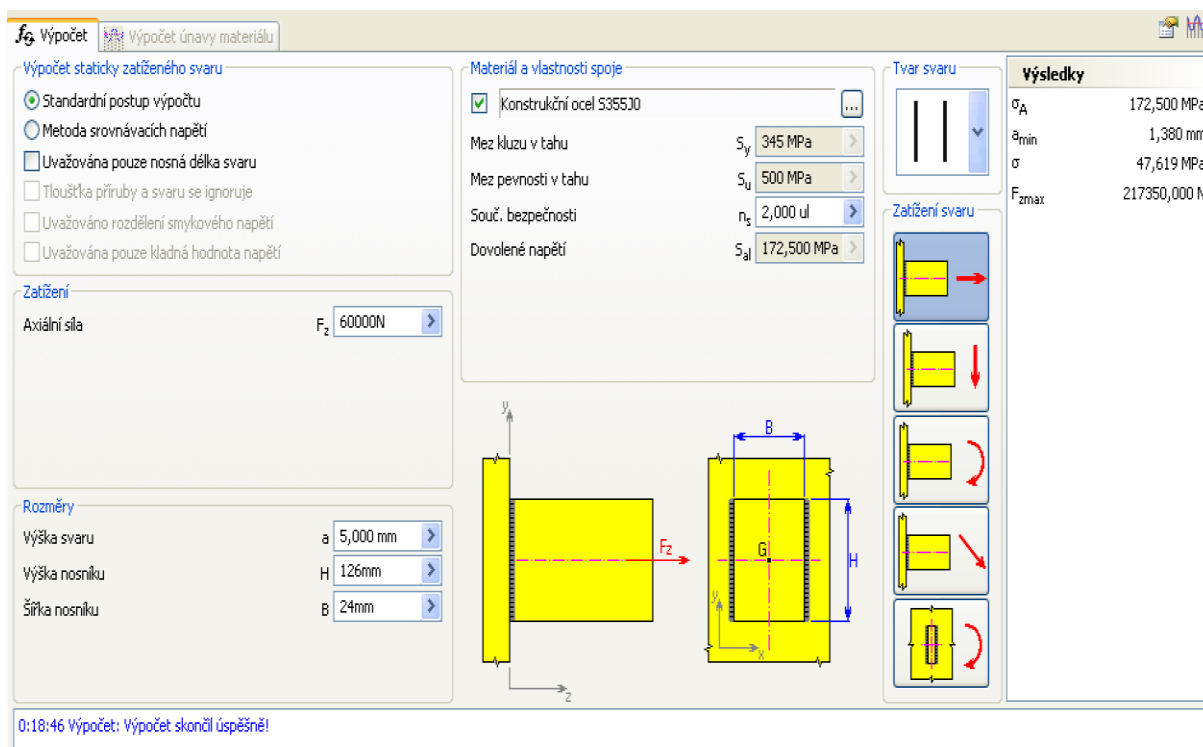
$$\sigma_{stah} = \frac{F}{A_s} = \frac{60\,000}{1\,260} = 48 \text{ Mpa} \quad (7.3)$$

Pevnostní podmínka :

$$\sigma_{stah} \cdot k_3 < k_3 \cdot \frac{R_e}{k_{svar}} \quad (7.4)$$

$$48 \cdot 2 = 96 \leq 336$$

7.1.1 Kontrola pomocí software Autodesk Inventor 2012

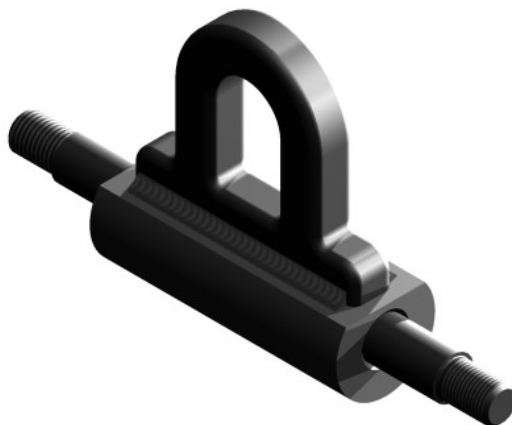


Obr.7.3- Kontrola pomocí software Autodesk Inventor 2012

Vzhledem k údajům z kontroly měním výpočtovou tloušťku svaru :

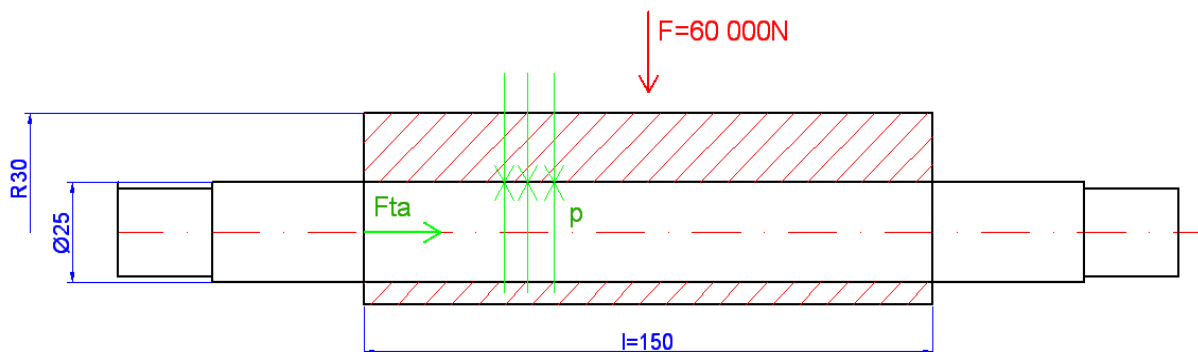
$$a_s = 3 \text{ mm}$$

8 VÝPOČET VHODNÉHO NALISOVÁNÍ OSY



Obr.8.1- Obrázek řešené součásti

Do základny nesoucí navažené očko nalisuji osu u které určím velikost přesahu a vypočtu pevnostní kontrolu náboje a hřídele. Lisuji z důvodu rozdílného materiálu osy a náboje a taky případné úspory materiálu, kdyby bylo použito stejného materiálu. Výpočet provádím dle instrukcí z literatury [24].



Obr. 8.2- Schéma nalisování

	Mez kluzu v tahu R_e [Mpa]
Materiál základny ČSN 11 523 :	$R_e = 336 \text{ Mpa}$
Materiál nalisované osy 16MnCr5 :	$R_e = 440 \text{ Mpa}$
Zatěžující síla :	$F = 60\,000 \text{ N}$
Délka základny :	$l = 150 \text{ mm}$
Průměr osy :	$d_o = 25 \text{ mm}$
Průměr náboje základny :	$d_{zákl} = 60 \text{ mm}$
Součinitel bezpečnosti volím :	$k_{nalisovani} = 1$

V důsledku pružných deformací vzniká ve stykové ploše rovnoměrně rozdělený radiální tlak p .

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{d_o \cdot l \cdot \pi} = \frac{60000}{25 \cdot 150 \cdot \pi} = 5,1 \text{ Mpa} \quad (8.1)$$

8.1.1 Výpočet přesahu

Vzorec pro výpočet přesahu	$\Delta d = \Delta d_h + \Delta d_d = 0,00146 \text{ mm}$
----------------------------	---

$$\Delta d = p \cdot d_o \cdot \left(\frac{1 - \mu}{E_1} + \frac{C + \mu}{E_{12}} \right) \quad (8.2)$$

Poněvadž používám stejný materiál (konstrukční ocel) na náboj i hřídel, tak se rovnice (8.2) zjednoduší :

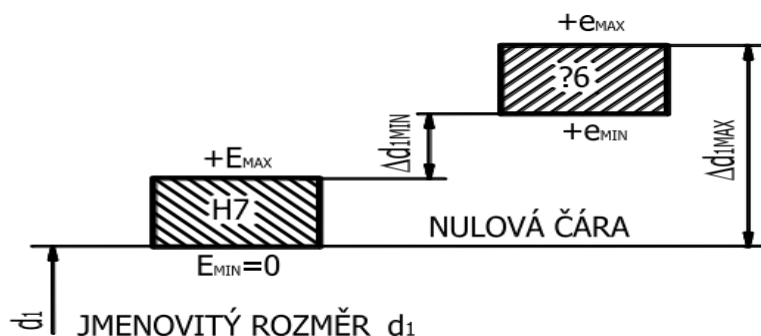
$$\Delta d = p \cdot d_o \cdot \frac{C + 1}{E} \quad (8.3)$$

$$\Delta d = 5,1 \cdot 25 \cdot \frac{1,42 + 1}{2,1 \cdot 10^5} = 0,00146 \text{ mm}$$

Jangův modul pružnosti pro oceli :	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$
Rozměrová charakteristika spoje :	$C = 1,42 [-]$

$$C = \frac{d_{zákl}^2 + d_o^2}{d_{zákl}^2 - d_o^2} = \frac{60^2 + 25^2}{60^2 - 25^2} = 1,42 \quad (8.4)$$

Volím toleranční pole díry $H7_0^{+21}$ a z ČSN EN 20 286-1 soustavy tolerancí a uložení, odečtu odpovídající dolní úchylku EI [mm] a horní úchylku ES [mm] díry. Následně vypočtu minimální úchylku průměru hřídele ei a es :



Obr.8.3- Uložení náboje na hřídeli s přesahem v soustavě jednotné díry[24]

$$e_{imin} = ES + \Delta d = 0,021 + 0,00146 = 0,02246 \text{ mm} \quad (8.5)$$

Podle vypočtené minimální úchytky hřídele e_i volím z ČSN EN 20 286-1 nejbližší vyšší normalizovanou velikost e_i a odpovídající toleranční pole hřídele, které je o stupeň přesnější než toleranční pole díry. Volím úchytku $p6_{+22}^{+35} [\mu m]$.

Výpočet maximální skutečné velikosti tlaku v lisovací spáře, která odpovídá skutečnému maximálnímu přesahu:

$$\begin{aligned} \Delta d_{skmax} &= \Delta d_{max} + \Delta d_z = es - EI + \Delta d_z = \\ &= 0,035 - 0 + 0,0156 = 0,0506 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.6)$$

Kde ztráta přesahu uhlazením stykových ploch v případě lisování za studena :	$\Delta d_z = 0,0156 \text{ mm}$
---	----------------------------------

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot R_{zh} + R_{zd} = 1,2 \cdot 13 = 0,0156 \text{ mm} \quad (8.7)$$

Výška nerovností soustruženého profilu :	$R_{zh} = 2 \div 5 \text{ volím } 5 \mu m$ $R_{zd} > R_{zh} = \text{volím } 8 \mu m$
--	---

Maximální skutečný tlak	
-------------------------	--

$$p = p_{skmax} = \frac{\Delta d_{skmax} \cdot E}{d_o \cdot (C + 1)} = \frac{0,0506 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{25 \cdot (1,42 + 1)} = 175 \text{ Mpa} \quad (8.8)$$

Zjistil jsem ,že mi vyšel velice vysoký maximální tlak a z konstrukčního hlediska proto opouštím od nalisování s přesahem a **volím uložení přechodné H7/k6 ($k6_{+22}^{+15}$)**, které lze vyvodit silou od pryžové palice a výpočtu pevnostní kontrolu náboje a hřídele, přičemž se nemění funkce spoje, který nemá za cíl přenést osovou složku síly, ale převážně radiální.

$$\begin{aligned} \Delta d_{skmax} &= \Delta d_{max} + \Delta d_z = es - EI + \Delta d_z = \\ &= 0,015 - 0 + 0,0156 = 0,0306 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.9)$$

Maximální skutečný tlak pro uložení H7/k6	
--	--

$$p = p_{skmax} = \frac{\Delta d_{skmax} \cdot E}{d_o \cdot (C + 1)} = \frac{0,0306 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{25 \cdot (1,42 + 1)} = 106 \text{ Mpa} \quad (8.10)$$

8.1.2 Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrola náboje materiálu 11 523 pomocí Mohrovy hypotézy[21]. Upravená pevnostní podmínka:

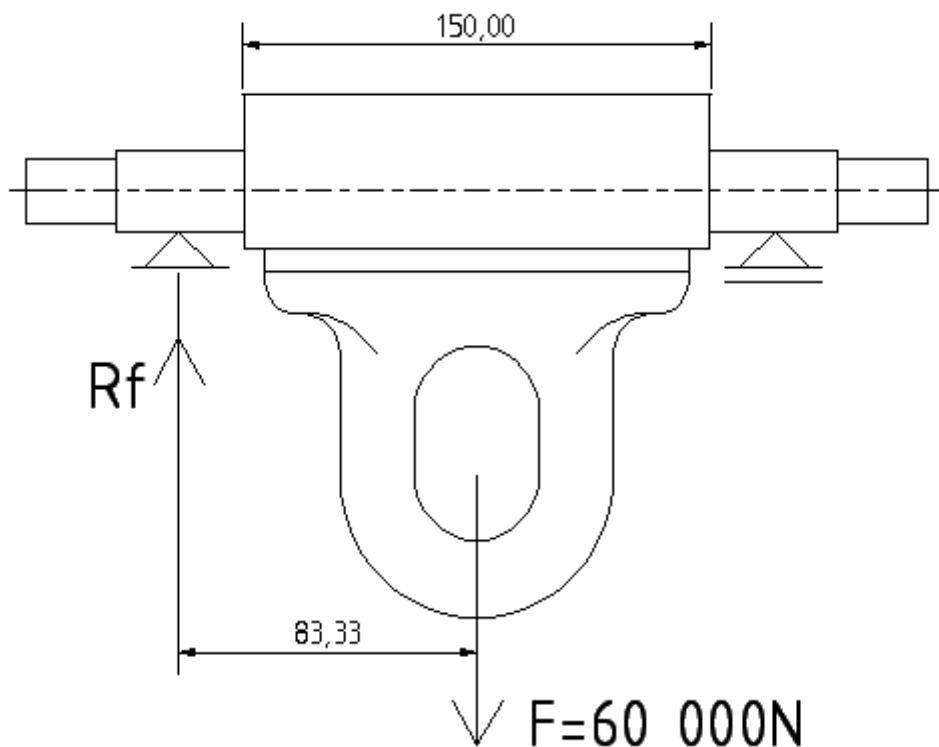
$$p_{skmax} \cdot (C + 1) \leq \frac{Re}{k_s} \quad (8.11)$$

$$106 \cdot 2,42 = \mathbf{256} \leq \mathbf{336}$$

Pevnostní kontrola hřídele z materiálu 16MnCr5 :

$$p_{skmax} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (8.12)$$
$$\mathbf{106} \leq \mathbf{440}$$

9 KONTROLA ZÁKLADNY S NALISOVANOU OSOU



Obr. 9.1- Zjednodušené schéma

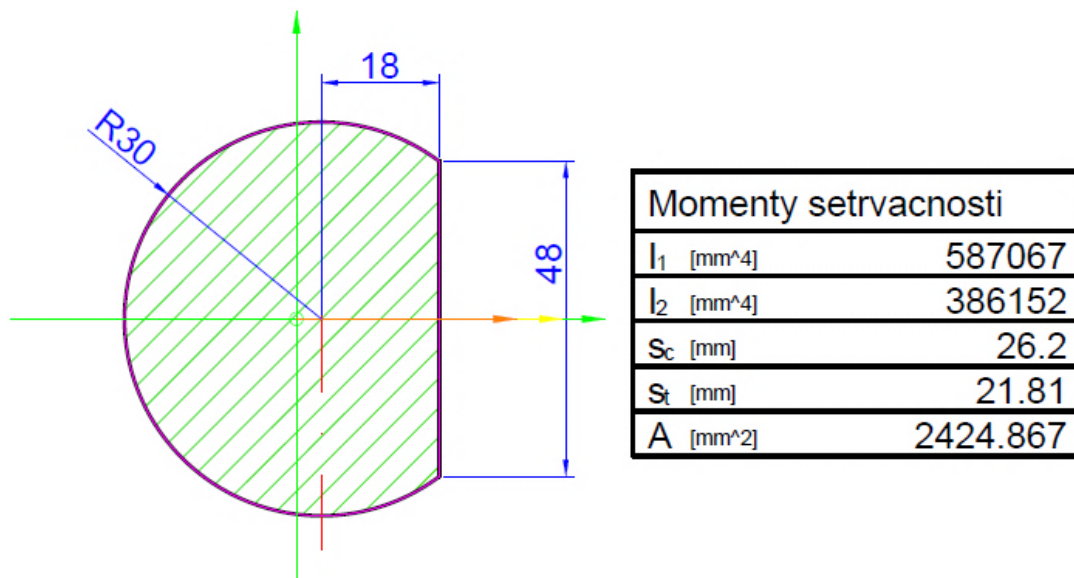
Parametry výpočtu

Materiál nalisované osy 16MnCr5:	$R_e = 440 \text{ Mpa}$
Materiál základny ČSN 11 523 :	$R_e = 336 \text{ Mpa}$
Součinitel bezpečnosti volím	$k_s = 1,5$
Vstupní zatěžující síla :	$F = 60\,000 \text{ N}$
Délka základny :	$l = 150 \text{ mm}$
Tloušťka dvojitého méně širšího táhla :	$t_a = 10 \text{ mm}$
Tloušťka samostatného širšího táhla :	$t_b = 20 \text{ mm}$
Celková šířka táhel v jedné třetině délky od hrany	$L_{reakce} = 83,33 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}
 L_{reakce} &= \frac{L_{osa}}{2} + \frac{2 \cdot t_a + t_b}{3} = \frac{150}{2} + \frac{2 \cdot 10 + 20}{3} \\
 &= 75 + 13,33 = 88,33 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{9.1}$$

9.1 Napětí v ohybu

Moment setrvačnosti je vypočten z programu AutoCAD Mechanical 2012 :



Obr. 9.2-Obrázek momentu setrvačnosti

Ohybový moment M_o	$M_o = 2\,499\,900 \text{ N} \cdot \text{mm}$
----------------------	---

$$M_o = R_F \cdot L_{reakce} = 30\,000 \cdot 83,33 = 2\,499\,900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (9.2)$$

Napětí v ohybu :	$\sigma_{Oosa} = 141 \text{ Mpa}$
------------------	-----------------------------------

$$\sigma_{Oosa} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2499900}{\frac{I_2}{S_t}} = \frac{2499900}{17705} = 141 \text{ Mpa} \quad (9.3)$$

Pevnostní podmínka :	
----------------------	--

$$\sigma_{Oosa} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (9.4)$$

$$141 \cdot 1,5 \leq R_e$$

$$212 \leq 336$$

9.2 Kontrola na střih

Průměr nalisované osy (čepu) :	$d_o = 25 \text{ mm}$
Průřez nalisované osy :	$A_{\check{c}} = 491 \text{ mm}^2$

$$A_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} = 491 \text{ mm}^2 \quad (9.5)$$

Pevnostní výpočet :	$\tau_{\check{c}} = 61 \text{ Mpa}$
---------------------	-------------------------------------

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F}{2 \cdot A_{\check{c}}} = \frac{60\,000}{2 \cdot 491} = 61 \text{ Mpa} \quad (9.6)$$

Kontrolní výpočet :	$\tau_{\check{c}} \leq \tau_D$
---------------------	--------------------------------

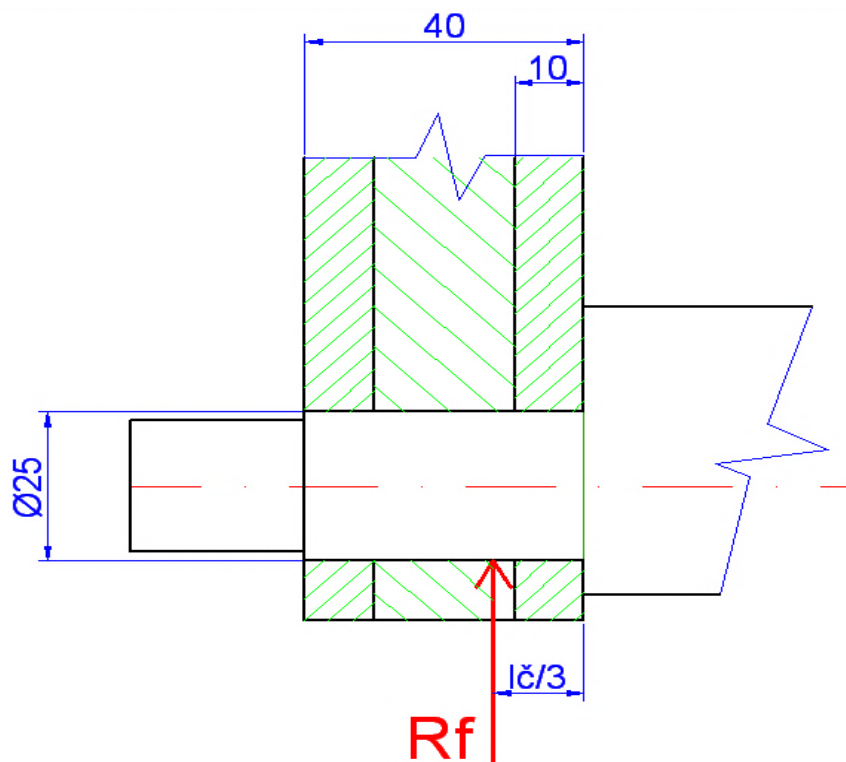
$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_D$$

$$61 \leq 0.6 \cdot \frac{R_e}{1.5} \quad (9.7)$$

$$61 \cdot \frac{1.5}{0.6} = 152 \leq 440 \text{ Mpa}$$

9.3 Kontrola čepových zakončení nalisované osy

Provádím kontrolu čepových konců nalisované osy na ohyb a otláčení.



Obr. 9.3- Působení reakce R_f

Působící síla je reakce R_F :	$R_F = 30\,000\,N$
Materiál nalisované osy 16MnCr5:	$R_e = 440\,Mpa$
Průměr nalisované osy (čepu) :	$d_o = 25\,mm$
Tloušťka dvojitého méně širšího táhla :	$t_a = 10\,mm$
Tloušťka samostatného širšího táhla :	$t_b = 20\,mm$
Celková délka čepu :	$l_{\check{c}} = 40\,mm$

$$l_{\check{c}} = 2 \cdot a + b = 2 \cdot 10 + 20 = 40\,mm \quad (9.8)$$

Ohybový moment $M_{o\check{c}}$ vyvozený reakcí R_F :	$M_{o\check{c}} = 400\,000\,N \cdot mm$
---	---

$$M_{o\check{c}} = R_F \cdot \frac{l_{\check{c}}}{3} = 30000 \cdot \frac{40}{3} = 400\,000\,N \cdot mm \quad (9.9)$$

Průřezový modul v ohybu $W_{o\check{c}}$:	$W_{o\check{c}} = 1\,534\,mm^3$
--	---------------------------------

$$W_{o\check{c}} = \frac{(\pi \cdot d_o^3)}{32} = \frac{(\pi \cdot 25^3)}{32} = 1\,534\,mm^3 \quad (9.10)$$

Napětí v ohybu čepu :	$\sigma_{o\check{c}} = 261\,Mpa$
-----------------------	----------------------------------

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{R_F \cdot \frac{l_{\check{c}}}{3}}{\frac{(\pi \cdot d_o^3)}{32}} = \frac{30000 \cdot \frac{40}{3}}{\frac{(\pi \cdot 25^3)}{32}} = \frac{400\,000}{1534} = 261\,Mpa \quad (9.11)$$

Pevnostní podmínka namáhání v ohybu :	
---------------------------------------	--

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \sigma_{o\check{c}D}$$

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (9.12)$$

$$261 \cdot 1,5 = 392 \leq 440\,MPa$$

Výpočet měrného středního tlaku :	$p_s = 30\,Mpa$
-----------------------------------	-----------------

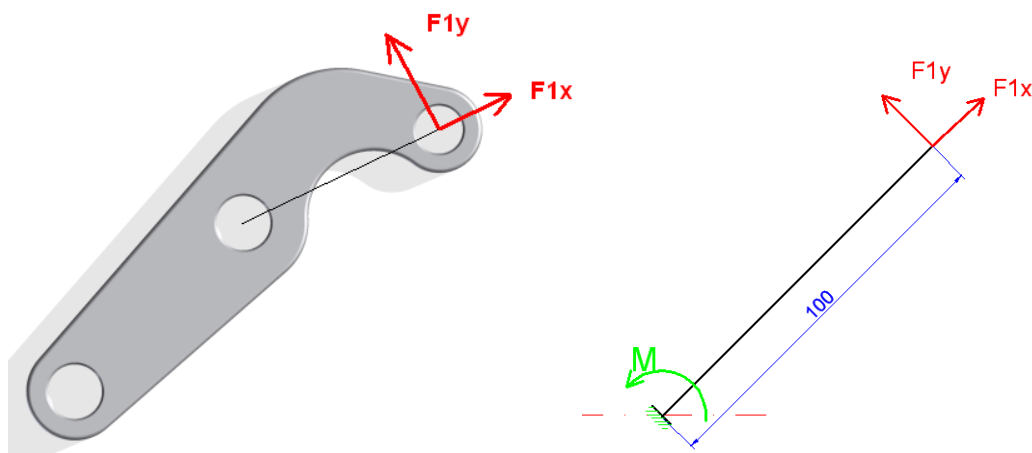
$$p_s = \frac{R_F}{l_{\check{c}} \cdot d_o} = \frac{30\,000}{40 \cdot 25} = 30\,Mpa \quad (9.13)$$

Tlak je dostatečně malý.

Z výše vypočtených rovnic pevnostních podmínek jsem určil materiál osy **16MnCr5**, který pevnostně vyhoví v nejvíce namáhaném místě čepu.

10 KONTROLA TÁHEL NA OHYB A TAH

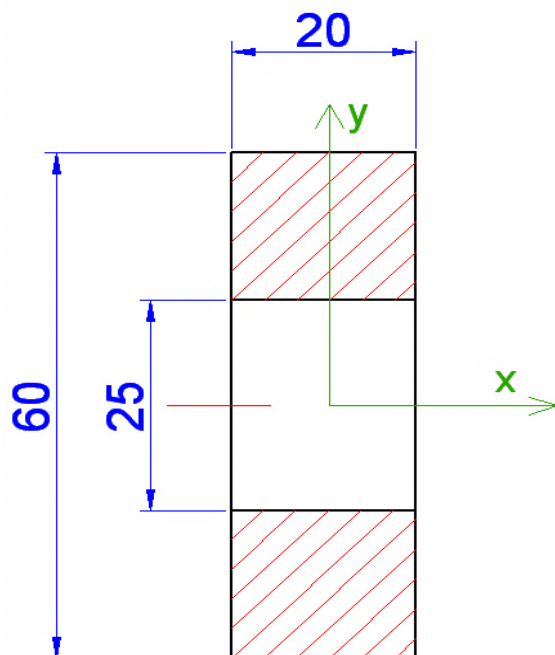
Ohybový moment je největší, když jsou táhla vůči sobě natočena úhlem 90° . Ale tím se zároveň mění vzdálenost mezi čelistmi, z čehož plyne, že bude svírá méně hmotný pás a tím pádem bude vyvinuta menší tažná síla. Proto počítám kontrolu táhel pro výše zmíněné podmínky, tzn. vzdálenost mezi čelistmi je 30 mm a úhly mezi táhly jsou shodné s výše zmíněnými rozměry α a β , z čehož plynou výše vypočtené síly $F_1 (F_{1y}, F_{1x})$ a F_2 .



Obr. 10.1 -Uvolněné schéma s reakcemi a zatížením

Působící síla je síla v táhle F_1 z rovnice (6.8):	$F_{1x} = 22\,365\,N$
Rozložená kolmá složka síly F_1 z rovnice (6.11)	$F_{1y} = 8\,738\,N$
Materiál táhel ČSN 11 500.0 :	$R_e = 245\,Mpa$
Průměr nalisované osy (čepu) :	$d_o = 25\,mm$
Tloušťka dvojitého méně širšího táhla :	$t_a = 10\,mm$
Tloušťka samostatného širšího táhla :	$t_b = 20\,mm$
Šířka v exponovaném průřezu táhla :	$b = 60\,mm$

Díky symetrii počítám všechny kontrolní napětí pro jedno širší táhlo. Napětí ve zbývajících dvou méně širších táhlech jsou stejná. Při výpočtu vycházím z literatury [22].



Obr. 10.2- Průřez táhla v exponovaném průřezu

10.1 Výpočet napětí v ohybu

Ohybový moment $M_{otáhlo}$:	$M_{otáhlo} = 873\,800\,N \cdot mm$
-------------------------------	-------------------------------------

$$M_{otáhlo} = F_{1y} \cdot l = 8\,738 \cdot 100 = 873\,800\,N \cdot mm \quad (10.1)$$

Průřezový modul v ohybu $W_{otáhlo}$:	$W_{otáhlo} = 11\,132\,mm^3$
--	------------------------------

$$W_{otáhlo} = \frac{J_x}{\frac{b}{2}} = \frac{333958}{30} = 11\,132\,mm^3 \quad (10.2)$$

Kde kvadratický moment nosného průřezu vůči ose y s použitím Steinerovy věty je :	$J_x = 333\,958\,mm^4$
---	------------------------

$$\begin{aligned}
 J_x &= 2 \cdot \frac{\frac{b-d_o}{2} \cdot t_b^3}{12} + \frac{b-d_o}{2} \cdot t_b \cdot \left(\frac{b-d_o}{4} + \frac{d_o}{2}\right)^2 = \\
 &= 2 \cdot \frac{\frac{60-25}{2} \cdot 20^3}{12} + \frac{60-25}{2} \cdot 20 \cdot \left(\frac{60-25}{4} + \frac{25}{2}\right)^2 \\
 &= 333\,958\,mm^4
 \end{aligned} \quad (10.3)$$

Napětí v ohybu táhla $\sigma_{otáhlo}$:	$\sigma_{otáhlo} = 80 \text{ Mpa}$
--	------------------------------------

$$\sigma_{otáhlo} = \frac{M_{otáhlo}}{W_{otáhlo}} = \frac{873\,800}{11\,132} \doteq \mathbf{80 \text{ Mpa}} \quad (10.4)$$

10.2 Výpočet napětí v tahu

Nosný průřez táhla :	$A_t = b - d_o \cdot t_b = 700 \text{ mm}^2$
Napětí v táhle :	$\sigma_t = 32 \text{ Mpa}$

$$\sigma_t = \frac{F_{1x}}{A_t} = \frac{22\,365}{700} \doteq \mathbf{32 \text{ Mpa}} \quad (10.5)$$

10.3 Pevnostní kontrola

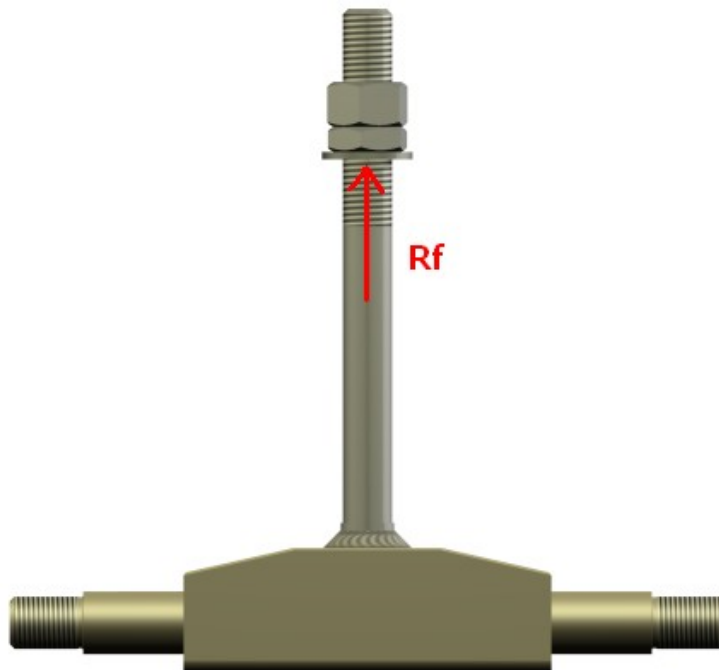
Pevnostní podmínka namáhání v ohybu a tahu :	
--	--

$$\sigma_{táhlo} = \sigma_{otáhlo} + \sigma_t \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (10.6)$$

$$R_e = (80 + 32) \cdot 1,5 = \mathbf{168 \leq 245 \text{ Mpa}}$$

11 VÝPOČET ARETAČNÍHO ŠROUBU

Kontroluji ŠROUB $M20 \times 85$ na tah od působící síly R_f a pevnostně kontroluji závit na otláčení, dle literatury [24]. Výkres STR0036-01.01.00



Obr.12.1- Obrázek řešené součásti

ŠROUB $M20 \times 2,5$	
Materiál šroubu 11 523	$R_e = 336 \text{ Mpa}$
Velký průměr závitu- jmenovitá velikost :	$d = 20 \text{ mm}$
Střední průměr závitu :	$d_2 = 18,376 \text{ mm}$
Malý průměr závitu :	$d_3 = 16,933 \text{ mm}$
Rozteč :	$P = 2,5 \text{ mm}$
Stoupání :	$P_h = 2,5 \text{ mm}$
MATICE $M20 \times 2,5$ ČSN ISO 4032-4.6	
Jmenovitá mez kluzu :	$R_e = 240 \text{ Mpa}$
Malý průměr (vrtání) závitu	$D_1 = 17,294 \text{ mm}$
Nosná hloubka závitu :	$H_1 = 1,353 \text{ mm}$
Počet závitů matice :	$z = 11$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{20 - 17,294}{2} = 1,353 \text{ mm} \quad (11.1)$$

11.1 Zatížení šroubu tahem

$$\sigma_{t\check{s}} = \frac{R_f}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{30000 \cdot 4}{\pi \cdot 16,933^2} = 133 \text{ Mpa} \quad (11.2)$$

Pevnostní podmínka :

$$\begin{aligned} \sigma_{t\check{s}} &\leq \sigma_{t\check{s}d} \\ 133 &\leq \frac{R_e}{1,5} \end{aligned} \quad (11.3)$$

$$133 \cdot 1,5 = \mathbf{200 \leq 240 \text{ matice, šroub: 336}}$$

11.2 Početní kontrola závitu na otláčení

Materiál matice	Třída pevnosti materiálu šroubu podle norem CSN a ISO									
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G, 8E	10K, 10G	12K
	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	6,9	8,8	10,9	12,9
	pA [MPa]									
ocel	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250K

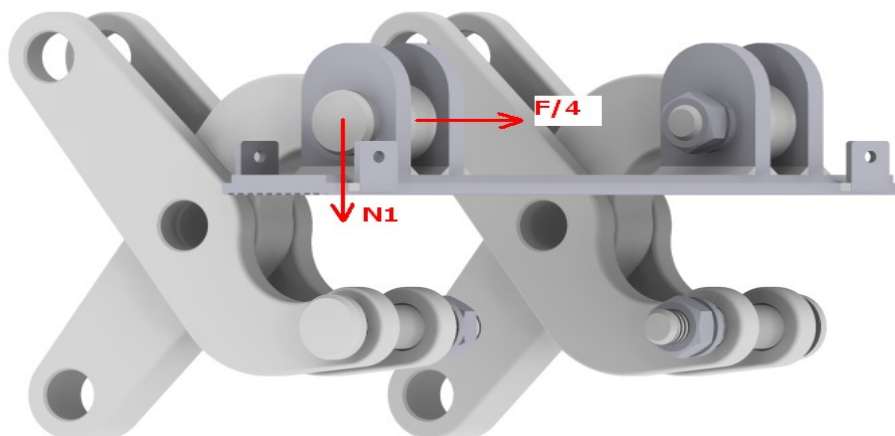
Pevnostní podmínka :

$$\begin{aligned} p_{\check{s}} &\leq p_{\check{s}d} \\ \frac{R_f}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} &\leq p_{\check{s}d} \end{aligned} \quad (11.4)$$

$$\frac{30000}{\pi \cdot 18,376 \cdot 1,353 \cdot 11} \leq 50$$

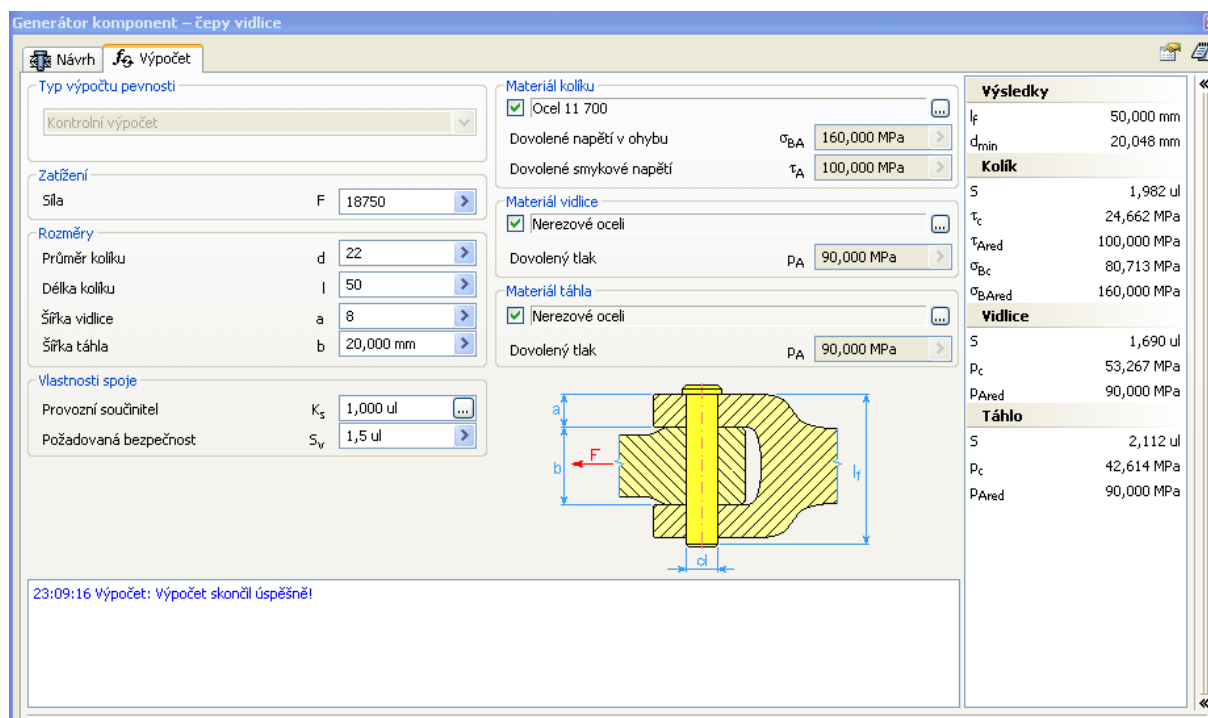
$$\mathbf{35 \leq 50}$$

12 NÁVRH ČEPU



Obr. 12.1- Schéma zatížení

Působící síla na čep F_4 z rovnice (6.7) :	$F_4 = 15\,000\text{ N}$
Působící síla na čep N_1 z rovnice (6.6) :	$N_1 = 18\,750\text{ N}$
Materiál čepu ČSN 11 700.0 :	
Průměr čepu :	$d_{\text{č}} = 22\text{ mm}$
Tloušťka dvojitého méně širšího táhla :	$t_a = 10\text{ mm}$
Tloušťka samostatného širšího táhla :	$t_b = 20\text{ mm}$



Obr.12.2- Výpočet čepu dle softwaru Autodesk Inventor Professional 2012

13 POHON ZAŘÍZENÍ

K vyvození tažné síly F vypočtené z (6.4) je potřeba tažného zařízení, které je schopné pracovat s ohledem na délku dopravníkové tratě. Uvažuji dvě varianty a to tratě do 200 m a nad 200 m.

13.1 Dlouhé dopravní tratě nad 400 m

Řešením se v tomto případě nabízí vyvodit tažnou sílu za pomoci důlní lokomotivy.

Nejbližší regionální výrobce důlních lokomotiv je firma **Ferrit s.r.o.** [25], která nabízí dva druhy důlních lokomotiv a to :

- **pozemní** : Typ **DLP 140F**, jenž je určená pro přepravu materiálu nebo osob v horizontálních důlních dílech po kolejových trasách s rozchodem 550-900 mm s max. úklonem tratě 35‰. Lokomotiva je vybavena šestiválcovým elektronicky řízeným diesellovým motorem John Deere 6068F s hydrostatickým převodem. Motor je upraven pro použití v důlních podmínkách ochranou sacího a výfukového traktu zařízením zamezujícím iniciaci výbuchu metanu a jeho přenesení do nechráněné atmosféry.



Obr. 13.1-Důlní pozemní lokomotiva DLP 140F [25]

- **závěsné** : Důlní dieselová závěsná lokomotiva typu **DLZ110F-II** je trakční prostředek určený pro přepravu vlakové soupravy po jednokolejové závěsné dráze profilu I 155 v horizontální rovině a v úklonech do 30 stupňů. Motorovou část tvoří dieselový motor a hydraulický pohon. Motor je čtyřdobý, čtyřválcový. Je upraven pro použití v důlních podmínkách.



Obr.13.2- Důlní dieselová závěsná lokomotiva typu DLZ110F-II [Ferrit]

A její středočeský konkurent firma **ORTAS-důlní, s.r.o.** [26], která produkuje důlní závěsné lokomotivy typu LZH **Obr. 13.3**. Závěsná důlní lokomotiva je určena k horizontální dopravě pomocného materiálu, výztuže, zařízení a osob od jámy k místu dobývání a zpět. Důlní lokomotiva LZH je trakční prostředek s pohonem vznětovým motorem s hydrostaticko-mechanickým převodem. Vlakové soupravy jsou přepravovány po jednokolejnicové závěsné dráze profilu I 155 v horizontální rovině a úklonech do 25 stupňů. Lokomotiva může pracovat v chodbách o minimálním rozměru 1800×1500 mm.



Obr.13.3- Lokomotiva LZH [26]

Tabulka 13.1. Technické parametry závěsných lokomotiv [26]

LZH 50.D-3			LZH 110.D-1		
POHON					
Typ	ZETOR 7701		ZETOR 1404		
Druh	vznětový, čtyřdobý		vznětový, čtyřdobý, přeplňovaný		
Max. výkon [kW/k]	38/51		82/110		
Počet válců	4		4		
Vrtání [mm]	102		105		
Zdvih [mm]	120		120		
Rozvod	OHV		OHV		
Spotřeba paliva [g/cm ³]	248		242		
Alternátor [V]	12		12		
Chlazení	kapalinové s nuceným oběhem a termostatem				
Hmotnost upraveného motoru [kg]	370		485		
PŘEVOD					
Max. tlak obvodu [MPa]	32		35		
ROZMĚRY A HMOTNOST					
Počet hnacích jednotek	2	3	2	4	5
Délka [mm]	6500		7450	8450	9450
Šířka [mm]	800		800	800	800
Výška pod kolej [mm]	1200		1200	1200	1200
Hmotnost [kg]	3500		4300	4700	5100
TRAKČNÍ HODNOTY (suchá trať)					
Tažná síla [kN]	40	60	65	85	105
Max. dopravní rychlost [m/s]	2	1,3	2	2	1,6
TRAŤ					
Profil	I 155		I 155		
Sklon trati	25°		25°		
poloměr oblouků – horizontální [m]	4		4		
poloměr oblouků – vertikální [m]	8		8		
Min. rozměry chodby [mm]	1800×1500		1800×1500		

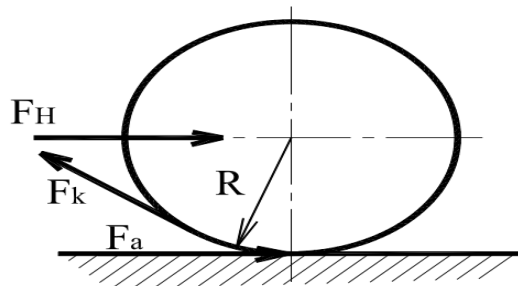
13.1.1 Výpočet výkonu lokomotivy

$$P = F \cdot \frac{v}{3,6} \quad (13.1)$$

Výkon lokomotivy je závislý a vychází z tažné síly lokomotivy. Přičemž tažná síla je omezena následujícími činiteli :

- výkonem hnacího motoru,
- adhézí,
- schopností zařízení pro přenos výkonu na hnací kola

Kde tažná síla F_t na háku lokomotivy ($F_{háku}$):



$$F = F_{háku} = F_k - G_L \cdot w \quad (13.2)$$

F_k je tažná síla na obvodu kola [N] :	$F_k \leq F_a$
F_a je adhézní síla mezi kolem a kolejnicí [N] :	$F_a = G_a \cdot \mu$
$G_a = G_L$ je adhézní tíha lokomotivy [N]	
μ je součinitel adheze, který závisí na faktorech :	<ul style="list-style-type: none"> – rychlost vozidla, – vlastnosti materiálu kola a kolejnice, – na nerovnosti povrchu kolejnice, – na velikosti nápravového zatížení, – na průměru kola.
w pohybové odpory [-]	

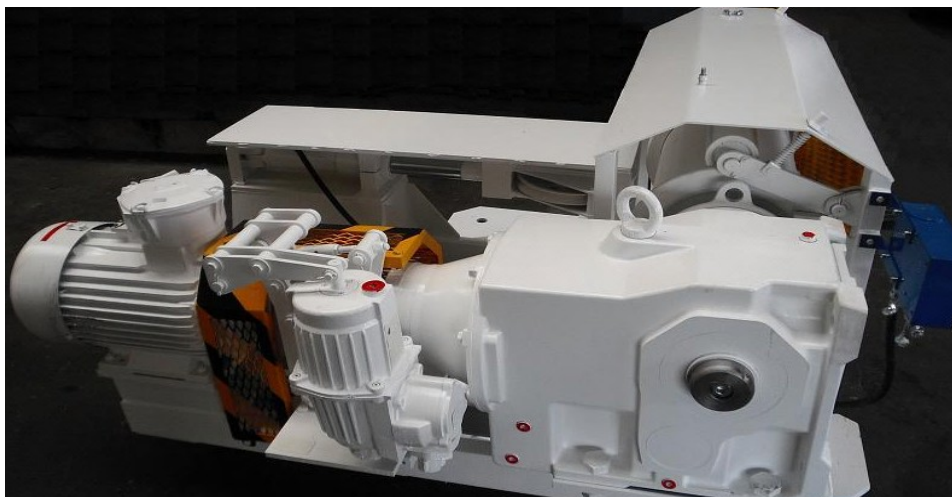
13.2 Dopravní tratě do 400 m

Pro vyvození tažné síly na „kratší“ dopravníkové tratě je možné také uvažovat s použitím důlních vrátek.

Nejbližšími regionálními výrobci důlních vrátek jsou firmy *STROJFERR, s.r.o.*, *KOEXPRO OSTRAVA, a.s.* a *OSTROJ a.s.*

13.2.1 Důlní vrátky

1. Napínací vrátek typové označení *VNE 68* firmy *STROJFERR* je určen k napínání pásu pásového dopravníku. Ve spojení s elektrickým zařízením umožňuje udržovat napnutí dopravního pásu v požadovaných hodnotách.

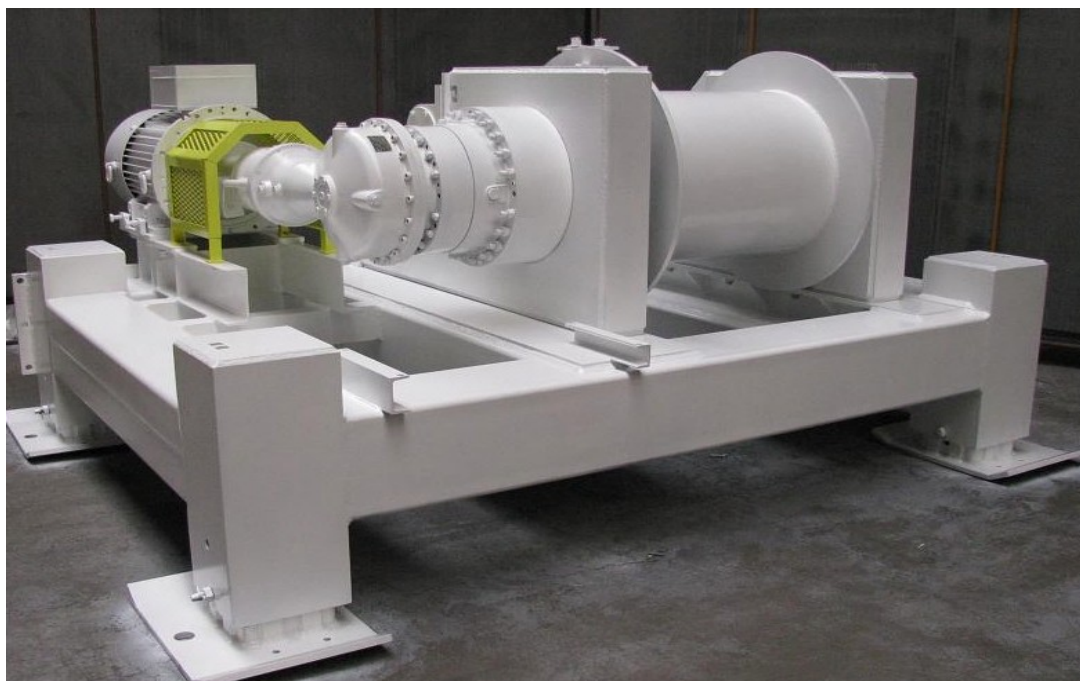


Obr.13.4- Napínací vrátek VNE 68[27]

Tabulka 13.2 - Technické údaje napínacího vrátku VNE 68 [27]

Technické parametry	
Střední tah vrátku ve dvou lanech	34 kN
Střední provozní tah napínání (na napínacím vozíku)	51 kN
Maximální provozní tah napínání (na napínacím vozíku)	68 kN
Havarijní provozní tah napínání (na napínacím vozíku)	102 kN
Střední rychlost navíjení lana	0,5 m.s -1
Průměr bubnu	400 mm
Výkon elektromotoru dSg 180 L4	22 kW
Otáčky elektromotoru	1468 ot/min
Průměr lana	16 mm
Na buben možno navinout délku lana	2x110 m
Nosnost lana	min. 140 kN
Doporučená norma lana	ČSN 0224322 DIN 3060 pevnost dráta
Způsob navíjení lana na buben	horní

2. Napínací vrátek typové označení **VNE 500** firmy *STROJFERR* je určen k napínání pásu pásového dopravníku.



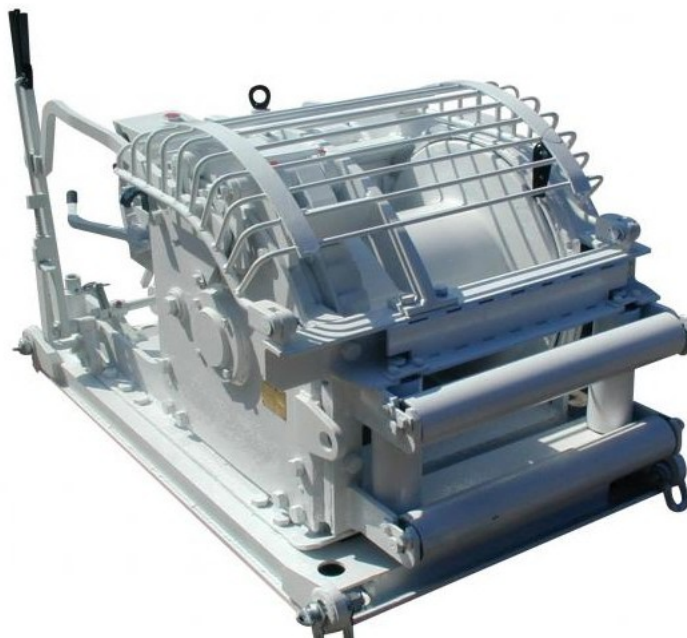
Obr. 13.5 -Napínací vrátek VNE 500[27]

Tabulka 13.3. Technické údaje napínacího vrátku VNE 500 [27]

Sřední tah vrátku	86 kN
Maximální tah vrátku	99 kN
Celková maximální provozní síla (na napínacím vozíku)	594 kN
Sřední rychlost navíjení lana	0,5 m.s -1
Průměr bubnu	645 mm
Výkon elektromotoru SP2 50M-4	55 kW
Otáčky elektromotoru	1484 ot/min
Průměr lana	24 mm
Na buben možno navinout délku lana	400 m
Nosnost lana	min. 400 kN
Hmotnost vrátku bez lana	9355 kg

3. Vrátek hydraulický těžní VTH 1 WK –emulzní pohon

. Vrátek sestává z rámu, hydraulického (emulzního) pohonu, převodových soukolí, přesouvacího zařízení, bubnu s planetovým soukolím, omezovacích válečků, krytu bubnu, pásové brzdy s nožním ovládáním, západkového mechanismu a kotvícího rámu. Převodové soukolí umožňuje dvě rychlosti lana – tažné a odvíjecí.



Obr. 13.6- Vrátek VTH 1 WK [28]

Tabulka 13.4- Technické údaje vrátku VTH 1 WK [28]

Typ		VTH 1 WK	
		Navijení	Odvijení
Střední tah v laně	kN	46,60	-
Největší tah v laně při prázdném bubnu	kN	58,20	-
Nejmenší tah v laně při plně navinutém bubnu	kN	38,80	-
Střední rychlost lana	m.s ⁻¹	0,28	1,52
Největší rychlost lana při plně navinutém bubnu	m.s ⁻¹	0,34	1,82
Nejmenší rychlost lana při prázdném bubnu	m.s ⁻¹	0,23	1,21
Motor		emulzní	emulzní
Výkon motoru	kW	15	15
Pracovní kapalina		emulze HFA min. 1,50% koncentrace nebo hydr. olej o viskozitě 46 mm ² .s ⁻¹ při 40°C	
Tlak pracovní kapaliny max.	MPa	32	32
Filtrace pracovní kapaliny	μm	50	50
Průměr bubnu	mm	300	300
Délka lana ø 20 ČSN 02 4342.51	m	100	100
Rozměr vrátku (š x v x l)	mm	970x880x1 575	970x880x1 575
Hmotnost vrátku	kg	1 025	1 025

14 ZÁVĚR

Na základě rešerše trhu bylo zkonstruováno toto zařízení, které vycházelo z úvahy pákového mechanismu s čelistí. Jednotlivé části zařízení byly dimenzovány a pevnostně kontrolovány tak, aby bylo dosaženo schůdného řešení v kompromisu - velikost a hmotnost součástí - ke schopnosti přenést požadovanou tažnou sílu a přitom pevnostně vyhovět.

Dané téma montáže dopravního pásu nabízí četné alternativy v přístupu k navržení vhodného zařízení s poukazem na specifika prostředí. Pokusil jsem se proto pojmut řešení problém s co největší mírou zobecnění, ale daná problematika skýtá množství mě neznámých činitelů, které se mi jeví zvládnutelné pouze přímou zkušeností z provozu a hlubokým vědomostním základem. Cíleně jsem tedy zvolil jedny z nejtěžších podmínek a výpočtových parametrů tak, aby zařízení bylo případně schopno pracovat i v tomto prostředí.

Jednotlivé celky byly navrženy s výpočtovou mírou součinitele bezpečnosti 1,5 a tím uměřeně předimenzovány. S ohledem na pořizovací náklady byly materiály zvoleny bez zvláštních tepelných úprav. Dané téma montáže dopravního pásu nabízí alternativy v přístupu k navržení vhodného zařízení pro specifické oblasti.

Oproti příkladům manipulačních zařízení z rešerše, bylo konstruované montážní zařízení obohaceno o nárazník, tvořený ze sestavy výpalku a pryže, poněvadž instalace pásu probíhá na již předem sestavené dopravní trati. Tento nárazník by měl zamezit případnému nevhodnému rázovému kontaktu s válečky stolice a chránit tak vlastní pákový mechanismus. Slabinou mého řešení je přenos tažné síly sevřením pásu přes tvarový styk vyvozený drážkami v ploše čelistí, který se mi nepodařilo analyticky vyjádřit. Místo toho, jsem pro získání vhodného součinitele tření k následnému výpočtu volil jako alternativu navaření keramického obložení Flex-Lag weld-on [9] na plochy čelisti, které se mi svými parametry a dostupností jeví jako vhodnou volbou. Čelisti jsou uloženy na táhla pomocí čepů, které umožňují vychýlení o malý úhel, tak aby při největším rozevření čelistí, což je cca 65 mm byly schopné zachovat vzájemnou rovnoběžnost a sevřít adekvátně tahané břemeno. Většímu natočení brání rozmontovatelný kryt. Táhla jsou uloženy s vůlí, tak, aby umožnily nutný vzájemný pohyb. Analýza a vhodná konstrukce vázacího bodu, vzhledem k malým rozměrům, si vyžádala značné úsilí a přesto je tady stále prostor pro jiné alternativy uchycení a přenosu tažné síly.

V poslední části své práce jsem se metodou rešerše pokusil o nastínění vhodného způsobu vyvození tažné síly. Jako nejpříjemnější se mi jeví instalace za pomoci závěsné lokomotivy, čímž by se patrně předešlo nárazům zařízení o válečky.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Literatura

- [1] Fries,J. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2009. str. 189
- [2] Polák, J. –Bichler,J. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 1990. str 381.
- [3] Bahr.J. *Pásové dopravníky v hornictví*. Praha: SNTL Praha, 1962, 208 s. 04-417-62
- [4] Polák,J., Bailotti,K., Pavliska,J.,Hrabovský,L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. ES. VŠB-TU Ostrava, 109 stran, 2003
- [21] Lenert.J. *Pružnost a pevnost II*. Ostrava: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2009. str. 174
- [22] Lenert.J. *Pružnost a pevnost I*. Ostrava: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2009. str. 142
- [24] Kaláb. K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava, 2010. str. 91

Internetové zdroje

- [5] OSTROJ a.s. [online]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/>
- [6] Rollex CZECH s.r.o. [online]. Dostupné z : <http://www.rollex-czech.cz/katalogy.html>
- [7] TRANSROLL- cz a.s. [online]. Dostupné z : <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-cesky-finale-6bf75.pdf?redir>
- [8] GTK spol. s.r.o. [online]. Dostupné z : <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=program&language=cz>
- [9] DvB-AF s.r.o. [online]. Dostupné z : <http://www.flexco.cz/cz/index1.php?id=keramika&np=Keramika%20Flex-Lag%20Weld&menu=menu1>
- [10] <http://conveyorbeltguide.com/Carcasses.html>

- [11] Taurus techno Ltd. [brožura]
- [12] FennerDunlop. [online]. Dostupné z : <http://www.fennerdunlopeurope.com/>
- [13] FTT Wolbrom a.s. [online]. Dostupné z : <http://www.fttwolbrom.com.pl/offer/1>
- [14] ContiTech AG [online] Dostupné z:
http://www.contitech.de/pages/produkte/transportbaender/cbgindustry/industry_stahlseil_stahlcord_en.html
- [15] ŽĐAS, a.s. . [online]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/content.aspx?id=26>
- [16] Prestar, s r.o.. [online]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/>
- [17] UNIMAN Engliš s r.o.. [online]. Dostupné z:
<http://www.uniman.cz/produkty/uchopovaci-technika/kleste/>
- [18] SAVATECH d.o.o. [online]. Dostupné z: <http://www.savatech.eu/>
- [19] SEMPERIT [online]. Dostupné z : <http://www.semperit.com>
- [20] Norma ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil., Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření. Praha, Druhé vydání 1989
- [23] Technická příručka [online]. Dostupné z : <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/ocelikcementovani/16MnCr5/>
- [25] Ferrit s.r.o. [online]. Dostupné z : <http://www.ferrit.cz/cs>
- [26] ORTAS-důlní, s.r.o.. [online]. Dostupné z : <http://www.ortas.cz/>
- [27] STROJFERR, s.r.o. [online]. Dostupné z : <http://www.strojferr.cz/>
- [28] KOEXPRO OSTRAVA, a.s. [online]. Dostupné z : <http://www.koexpro.cz/>

SEZNAM PŘÍLOH

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

STR0036-01.00.00	SESTAVA ZAŘÍZENÍ
STR0036-01.01.00	ARETACE SPODEK
STR0036-01.00.01	TYČ d25-292
STR0036-01.02.00	NÁRAZNÍK SESTAVA
STR0036-01.00.02	PÁKA ČELISTI t20
STR0036-01.00.03	PÁKA ČELISTI t10
STR0036-01.00.04	TÁHLO t20
STR0036-01.00.05	DISTANČNÍ TYČ
STR0036-01.03.00	VÁZACÍ BOD
STR0036-01.00.06	ARETACE VRCH
STR0036-01.04.00	HORNÍ ČELIST
STR0036-01.00.07	KRYT HORNÍ ČELISTI
STR0036-01.00.08	KRYT DOLNÍ ČELISTI
STR0036-01.00.09	ČEP d22-50

PODĚKOVÁNÍ

Na úplný závěr své práce bych chtěl poděkovat rodičům, za jejich neskonalou podporu při studiu, svému dobrému příteli za upozornění na špatné myšlenkové pochody a především panu prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. a panu Ing. Leu Boháčovi za možnost práce na toliko zajímavém problému a za cenné rady.